

下水管路網を活用した下水熱利用システムの
省エネルギー効果及び熱需給からみた導入可能性
に関する研究

平成 26 年 9 月

三毛 正仁

下水管路網を活用した下水熱利用システムの
省エネルギー効果及び熱需給からみた導入可能性
に関する研究

平成 26 年 9 月

大阪市立大学大学院

工学研究科

み け まさひと
三毛 正仁

The study on feasibility method on the use of a sewage heat
recovery system from sewer line networks considering the energy
conservation potential and thermal supply and demand

2014.9

Masahito MIKE

目次

第1章 序論

1.1 はじめに	1
1.1.1 未利用エネルギーの熱賦存量.....	2
1.1.2 下水温度の特徴.....	3
1.1.3 本論文における下水熱利用と熱融通の定義.....	3
1.1.4 下水熱利用の技術の現状・導入事例.....	4
1.1.5 下水道について.....	9
1.1.6 下水処理場における下水温度について	10
1.1.7 下水熱利用の普及のための課題点.....	11
1.2 研究の目的	12
1.3 下水熱利用に関する既往の研究.....	14
1.4 本研究の新規性.....	17
1.5 論文の構成	18

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.1 はじめに	20
2.2 大阪市内における下水流量・温度実測概要.....	21
2.2.1 実測期間	21
2.2.2 測点位置	21
2.2.3 測点の特徴.....	22
2.2.4 集水域情報の取得手法.....	25
2.2.5 使用機器	26
2.2.6 計測器設置方法.....	30
2.2.7 計測間隔	31
2.2.8 下水流量の算出.....	32
2.3 実測データの整理方法.....	39
2.3.1 実測データ参照期間.....	39
2.3.2 時刻間隔データの算出.....	39
2.3.3 実測データ欠損日の除外.....	39
2.3.4 降水日データの除外.....	40
2.3.5 異常値発生日データの除外.....	40
2.3.6 実測データの整理結果.....	41
2.4 下水流量実測結果.....	43
2.4.1 日平均下水流量.....	43
2.4.2 月別の日平均下水流量.....	44

2.4.3 時刻別平均下水流量.....	45
2.4.4 平日・休日別下水流量の特徴.....	53
2.5 下水温度実測結果.....	55
2.5.1 月別平均下水温度.....	55
2.5.2 時刻別平均下水温度.....	57
2.5.3 平日・休日別下水温度.....	67
2.6 他都市の下水処理場における下水温度の比較.....	68
2.6.1 月別平均下水温度.....	68
2.6.2 時刻変動幅.....	68
2.7 まとめ	70
第3章 下水の流量・温度推定法の提案	
3.1 はじめに	72
3.2 下水流量推定法の提案.....	73
3.2.1 上水消費量原単位を用いた推定法.....	74
3.2.2 実測流量を用いた推定法.....	76
3.2.3 既知流量情報を用いた推定手法.....	80
3.2.4 下水流量推定法の他都市における適用検証.....	94
3.3 下水温度推定法の提案.....	96
3.3.1 月別平均下水温度の推定.....	97
3.3.2 降水時の下水温度低下についての検討.....	103
3.4 まとめ	119
3.4.1 下水流量推定法のまとめ.....	119
3.4.2 下水温度推定法のまとめ.....	120
第4章 下水熱利用導入効果の検討	
4.1 はじめに	122
4.2 システムシミュレーション手法について.....	123
4.2.1 システムシミュレーションの計算の流れ.....	124
4.3 各機器の特性式の作成.....	131
4.3.1 冷凍機・水冷式ヒートポンプの特性式.....	131
4.3.2 空冷式ヒートポンプの特性式.....	148
4.3.3 熱交換器の特性式.....	153
4.3.4 蓄熱槽の特性式.....	156
4.3.5 ポンプの特性式.....	162
4.4 実環境試験結果との比較.....	165
4.5 下水熱利用試験結果.....	178
4.5.1 データ選定方法.....	178

4.5.2 給湯用ヒートポンプ HW-1 の機器特性	179
4.5.3 水冷式空調機の機器特性.....	190
4.5.4 給湯用ヒートポンプ HW-2 の機器特性	204
4.6 実環境下水熱利用モデルでのシステムシミュレーションとの比較	217
4.7 コスト算出手法の整理.....	219
4.7.1 ランニングコスト算出手法の整理.....	219
4.7.2 イニシャルコスト算出手法の整理.....	222
4.7.3 メンテナンスコスト算出手法の整理.....	228
4.8 システムシミュレーションによる下水熱利用効果の検証	229
4.8.1 下水熱利用給湯システム 1 (貯湯槽・補機類を考慮していない場合)	229
4.8.2 下水熱利用給湯システム 2(貯湯槽・補機類を考慮する場合)	237
4.8.3 下水熱利用給湯システム 3(貯湯槽・補機類を考慮, 実環境試験と同様の条件).....	244
4.8.4 下水熱利用空調システムの効果の試算	252
4.9 下水熱利用システム導入効果の検討.....	256
4.10 下水熱利用による一次エネルギー削減原単位の作成.....	262
4.11 まとめ.....	267
第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討	
5.1 はじめに	269
5.2 広域エリアにおける検討の意義.....	270
5.3 建物側熱需要量の推定手法について	272
5.4 下水熱ポテンシャル量の推定手法について.....	284
5.5 下水熱利用導入可能性エリア選定手法の検討.....	289
5.5.1 マッチング検討手法.....	289
5.5.2 ポテンシャルマップ作成事例とマッチング検討結果	290
5.5.3 下水熱ポテンシャルマップの活用事例	303
5.6 他都市における下水熱ポテンシャル量の算出.....	305
5.7 下水熱利用システムのエリア規模でのシステム導入効果検討	312
5.8 まとめ	320
第6章 総括	
6.1 総括	322

第1章 序論

第1章 序論

1.1 はじめに

地球温暖化防止対策やヒートアイランド抑制対策，また持続可能な低炭素社会の実現に向け，海水，地中熱などの未利用エネルギーの活用が重要となっている．このような，河川水や海水，地中熱といった未利用エネルギーの活用以外に，下水熱やごみ焼却場，データセンタなどの年間冷房施設からの排熱といった都市排熱も未利用エネルギーとして有効活用が考えられる．しかし，これらのような都市排熱の有効利用を考える場合，課題となるのは下水処理場またはポンプ場，あるいはゴミ焼却場や年間冷房施設などの排熱源と，給湯や冷暖房用の熱需要施設との空間的かつ需要と供給の時間的なギャップである．なお，下水熱の利用実施例は国内に数件ある．例えば，図 1-1 に示す東京都後楽一丁目ポンプ場^[1]では未処理下水が地域冷暖房の熱源として活用されている．また，図 1-2 に示す盛岡でも，ポンプ場から未処理下水を専用導管を用いて地域熱供給プラントまで運び，冷暖房の熱源として活用している．



図 1-1 後楽一丁目



図 1-2 盛岡における事例

これらの事例の通り，日本における下水熱利用の導入先は，処理場内やその直近等での利用に限定されており，普及が進んでいない．この理由は，下水道法による法的な規制というだけでなく，未処理下水に含まれる夾雑物や，熱交換器に対するバイオフィーム（生物膜）付着防止としての洗浄によるメンテ費増加などのハード技術の課題と共に，需要地と供給場所との位置のミスマッチという空間的ギャップも課題としてあげられる．

そこで，本研究では，空間的ギャップの解消として，既存の都市インフラである下水管路を熱導管として活用し，離れた地点間の下水熱利用・熱融通を可能とする技術について研究を行い，都市域における効果の検証を行う．下水管路からの熱利用における効果の検証は，本研究の新規性の1つである．なお，熱導管として下水管路を活用できることは，専用管路の敷設費用を削減することが出来るというコスト面からもメリットは大きいと考えられる．

第1章 序論

1.1.1 未利用エネルギーの熱賦存量

未利用エネルギーの種類と特徴^[2]を表 1-1 に示す。表 1-1 によると、下水熱賦存量は変電所や地下鉄の排熱より多く、ごみ焼却排熱の賦存量に近い熱量であることがわかる。また下水処理施設近傍での熱利用に限らず、下水管路のネットワークを活用した下水熱利用が実現できれば、都市内の熱需要地に近い場所での利用が可能となる利点が得られる。

表 1-1 未利用エネルギーの種類と特徴^[2]

種類		形態	温度レベル (°C)	利用方法	全国の賦 存量 (TJ/年)
温度差 エネルギー	海水	水	5 ～ 25	HP 熱源水, 冷却水	8,510,138
	河川水	水	5 ～ 25	HP 熱源水, 冷却水	6,297,806
	地下水	水	10 ～ 20	HP 熱源水, 冷却水	-
	下水	未処理水	5 ～ 30	HP 熱源水, 冷却水	274,891
		処理水	5 ～ 30	HP 熱源水, 冷却水	
排熱 エネルギー	工場排熱	高温ガス	200 ～	発電, 熱源, 直接利用	1,286,971
		温水	～ 50	熱源水, 直接利用	
		LNG 冷熱	～ 5	発電, 冷熱源	
	発電所	温水(復水器)	～ 50	熱源水, 直接利用	2,829,097
	変電所 地中送電線	冷却水 冷却油	20 ～ 40	HP 熱源水	20,389
	地下鉄 地下街	空気	10 ～ 30	HP 熱源水	6,253
	ビル排熱	空気・水	20 ～ 40	HP 熱源水	
廃棄物 エネルギー	ごみ焼却	高温ガス	200 ～	発電, 熱源, 直接利用	286,181
		温水(復水器)	～ 50	熱源水, 直接利用	
	污泥焼却	焼却熱 (排ガス)	200 ～	発電, 熱源, 直接利用	26,109
		温排水	～ 50	熱源水, 直接利用	
その他の エネルギー	雪氷熱	水, 空気	～ 5	冷却水	-
	地中熱	水, 空気	10 ～ 20	HP 熱源水, 冷却水	-
	コージェネ 余剰熱	蒸気・温水	50 ～	熱源, 直接利用	-
合計		-	-	-	19,537,835

1.1.2 下水温度の特徴

図 1-3 に、大阪市内の下水管路において下水温度の実測を行い、晴天日における月平均下水温度とアメダスデータによる外気温を比較した結果を示す。なお、日平均下水温度には晴天日の最高温度と最低温度を示している。図 1-3 より夏期において月平均下水温度と外気温はほとんど同じとなる。また、6 月や 9 月では月平均下水温度は外気温に比べて、下水温度は外気温に比べて 2～3℃程度低く、冬期においては約 10℃高い。このように下水温度は、外気温と比べ年間を通して温度変化が小さく、夏は気温よりも低い時間帯があり、冬は高い特性を持つことがわかる。また、下水温度は外気温に比べて年間で平均 6.2℃高い。これは、下水は生活排水を取り入れており、地中に埋設された下水管路内では外気温の影響を受けにくく、土壌の断熱性が高いためと考えられる。以上より特に冬期の熱源水としての利用に価値が見込まれ、未利用エネルギーとして着目できる。

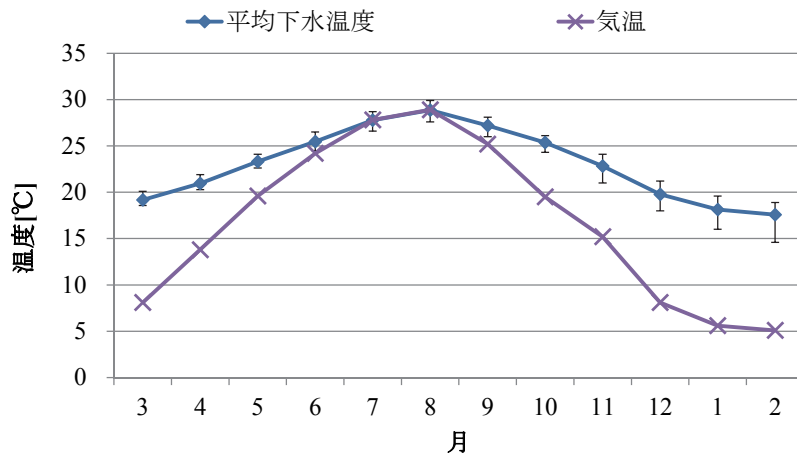


図 1-3 外気温と下水温度の比較

1.1.3 本論文における下水熱利用と熱融通の定義

既存のインフラである下水管路を熱導管(熱輸送管)として活用することで、新設管路の敷設に伴う工事費が大幅に削減される。また下水管の流れを利用することで図 1-4 に示すように上流側で排熱(または採熱)し、下流側で採熱(または排熱)することが可能である。このように、熱利用または、熱処理単独での活用を下水熱利用と定義する。

また、熱利用が普及していくことで、下水の水温が低下する。下水温度が低下すると、ヒートポンプの効率が低下するが、これを避けるため、コージェネレーションシステム(以下 CGS と称す)やデータセンター、変電所、ごみ発電復水器排熱など都市排熱の処理を下水へ積極的に行うことが考えられる。このように、採熱利用、放熱利用という下水熱利用を、下水管路を経由して、熱のやりくりを行うことを下水熱融通として定義をおこなう。なお、本論文で対象とするのは、下水熱利用のみについてである。

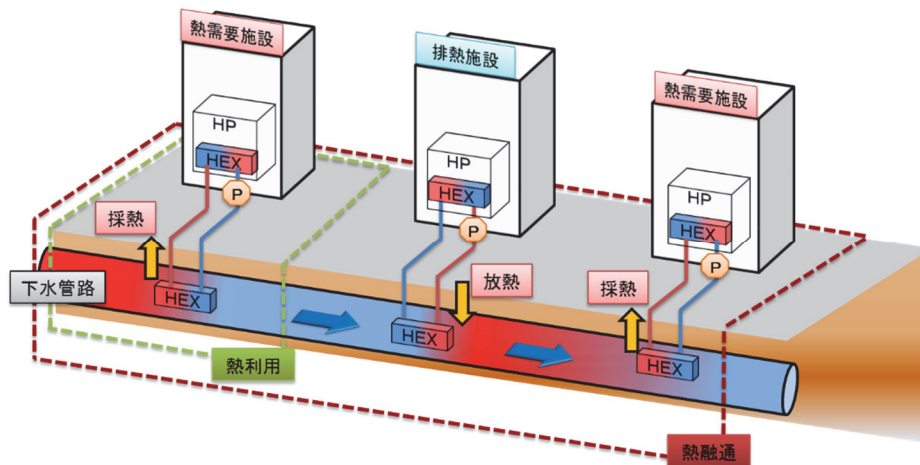


図 1-4 下水熱利用・熱融通のイメージ

1.1.4 下水熱利用の技術の現状・導入事例

下水管路における熱利用はドイツ，スイスにおいて先行的に取り組まれており，主として，暖房・給湯用の熱源として利用されている．また，夏期の冷房用熱源としての利用も行われている．国内では管路における利用はまだ無く，研究もほとんどなされていない．以下に下水熱の利用施設における国内外の導入事例を示す．


第1章 序論

1. 国内における事例

i. 後楽一丁目地区(未処理水利用)

この地区は、下水熱のうち未処理の下水を熱源として利用した日本で最初の地域冷暖房システムである。後楽ポンプ場から後楽一丁目地区の半分の敷地面積を占める東京ドームシティの一部に熱供給を行なっている。供給建物としては、娯楽施設、業務施設、ホテルなどがある。以下の表 1-2 と図 1-5 に後楽一丁目地区の施設概要を示す。

表 1-2 後楽一丁目地区における下水熱利用概要^[3]

供給区域	東京都文京区後楽一丁目	
供給開始	平成6年7月1日	
区域面積	21.6ha (H20.3.31 現在)	
延床面積	294,800m ² (H20.3.31 現在)	
下水量	約 50,000(m ³ /day)	
供給熱量 冷熱	81,060(GJ/year)	
供給熱量 温熱	2,314(GJ/year)	

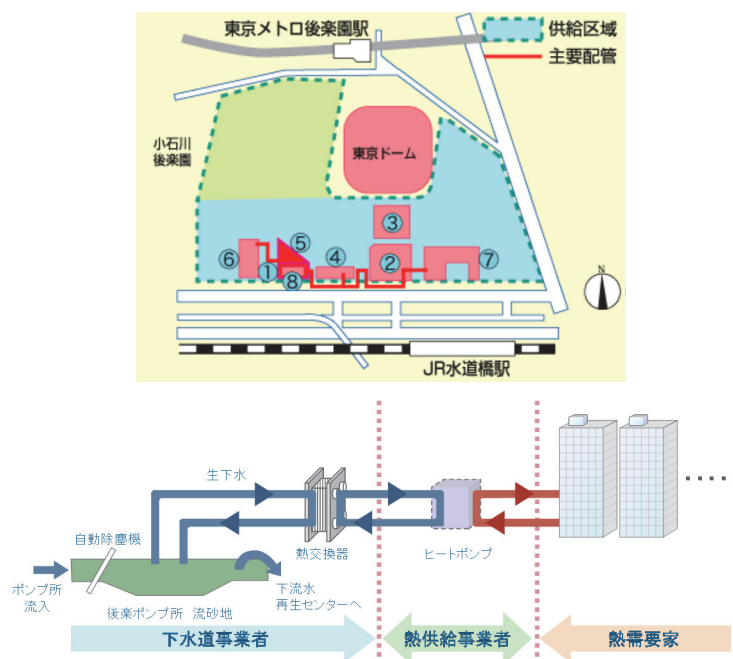


図 1-5 後楽一丁目地区(ポンプ場と熱利用施設) ^[3]

第1章 序論

ii. 幕張新都心(処理水利用)

花見川終末処理場から送り出される処理水は、下水道の送水管から東京電力の熱源水管を経由して、幕張テクノガーデン地下に設けられたセンタープラントへ送られる。ここで水熱源ヒートポンプにより処理水のエネルギーを利用する。プラントの水は熱交換により加温または冷却され、温水は47℃、冷水は7℃で需要家に供給される。幕張新都心の施設概要を表 1-3 と図 1-6 に示す。

表 1-3 幕張新都心における下水熱利用概要^[4]

供給区域	千葉県千葉市美浜区中瀬1町目
供給開始	平成3年
区域面積	約49ha (平成20年3月現在)
延床面積	919,681m ²
供給時期	通年24時間
下水量	日平均 約58,523(m ³ /day)
(H16年度実績)	年間 約21,360,787(m ³ /年)
供給建物	オフィスビル、ホテル

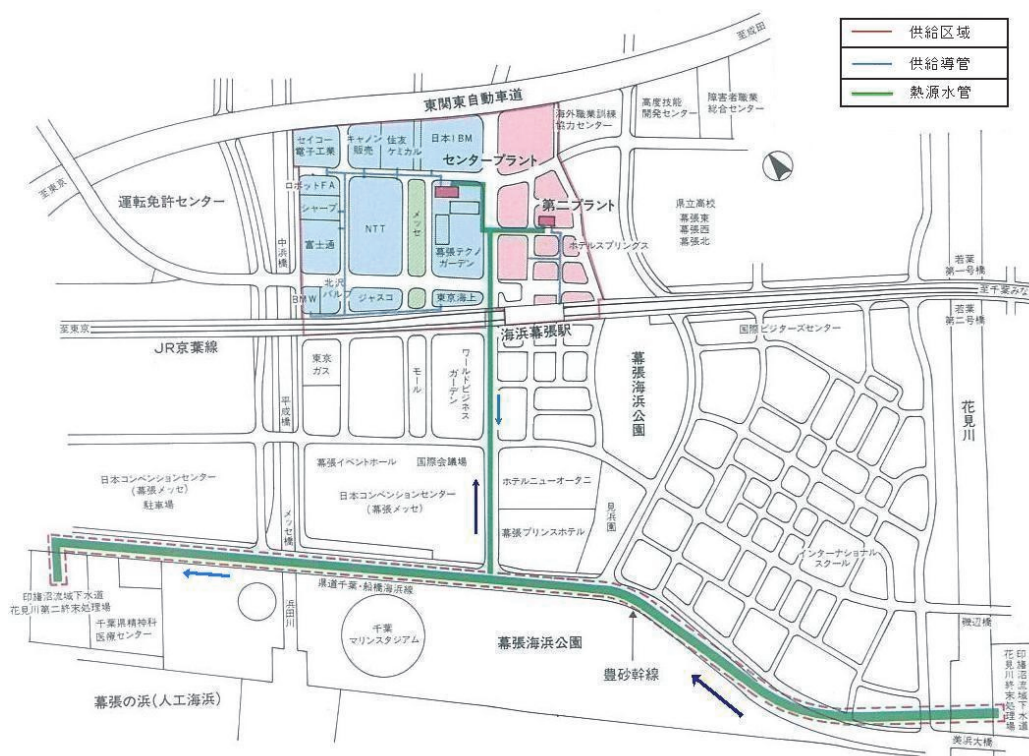


図 1-6 幕張新都心^[4]

iii. ささしまライブ24地区(処理水利用)

高度処理を導入する予定の露橋水処理センターから、都市開発を進めている「ささしまライブ24地区」^[3]に下水再生水を送水し、その再生水を民間事業者による熱利用に活用するとともに、運河の水質改善用水や修景用水としても利用することが計画されている。概要を図1-7、図1-8、図1-9に示す。



図1-7 ささしまライブ24地区^[3]



図1-8 処理場と利用施設の位置関係^[3]

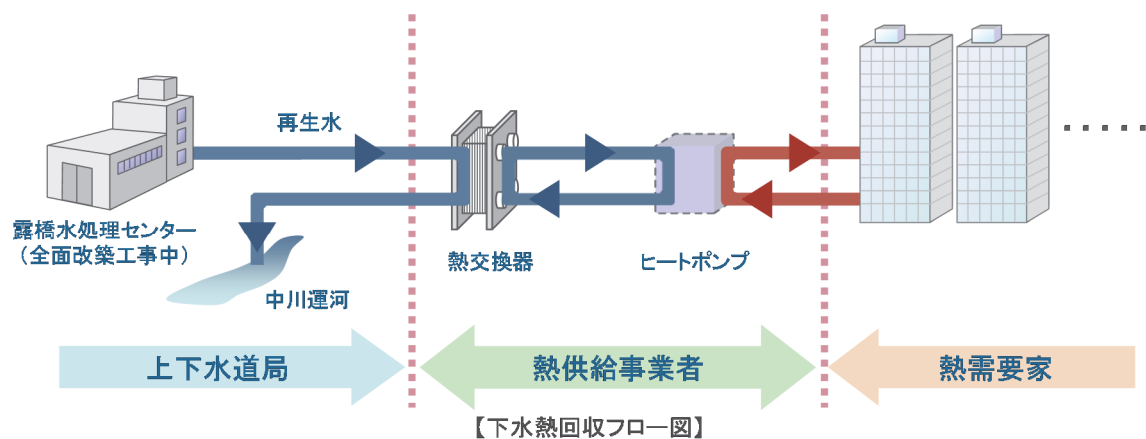


図1-9 システム概要図^[3]

II. 海外における事例

i. スイスチューリッヒのリマトフェルド熱センター（地域熱供給施設）

チューリッヒ近郊の下水処理施設（アドゥリスヴィル）に隣接した地域熱供給施設（リマトフェルド熱センター）は下水処理水の熱をヒートポンプで汲み上げて暖房を行っている。この施設ではアンモニア冷凍機をヒートポンプとして利用しているが、プレート熱交換機の性能低下対策として、過酸化水素水を定期的に循環させて除菌洗浄を行っている。

また、供給温度の設定を低くし、外気温に合わせて変えることによってヒートポンプの効率を高めている。図 1-10 に概要を示す。

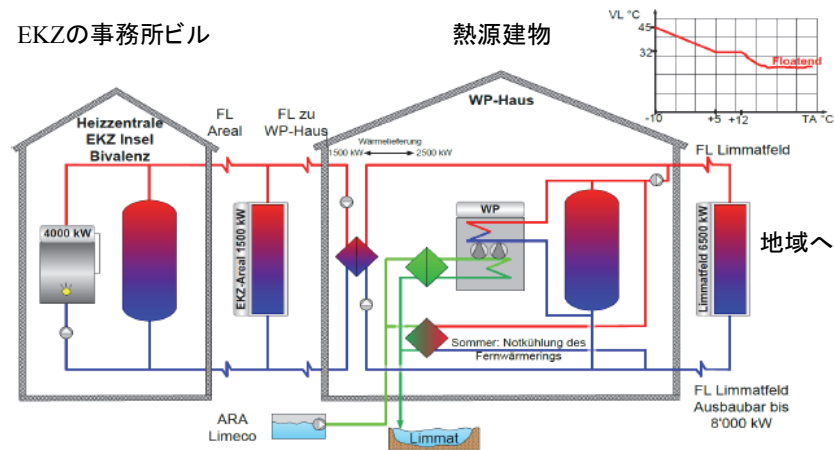


図 1-10 チューリッヒ近郊の下水処理施設(ARA アドゥリスヴィル)の下水熱利用地域熱供給システム(20498.4GJ/year の暖房温水供給) (EKZ, Dominik Nogar 氏提供)

ii. ドイツベルリンの商業施設 IKEA(二重管式下水管)

管径 1000mm の下水管から下水を取水し、ポンプにより施設内に敷設された管径 700mm の下水管へ送水する。図 1-11 に示すように、この管径 700mm の下水管は二重管構造になっており、内管には満水位で下水が流下し、外管に水(ブライン)が流下し、熱交換を行う仕組みになっている。二重管構造による熱交換（図 1-12）のため、下水管路内設置型の熱交換器に比べ、熱交換器が非常に単純であり、下水中のごみ処理を行う必要がない。熱交換後は建物内に設置されたヒートポンプにより、建物に温冷熱供給を行っている。

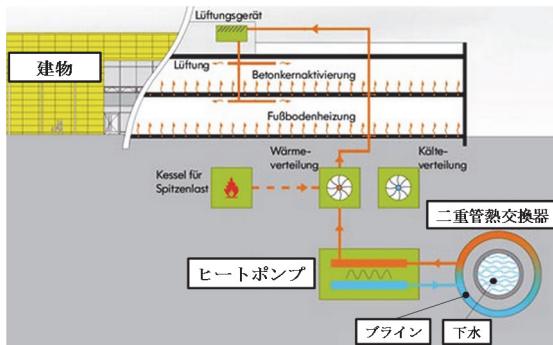


図 1-11 ベルリン商業施設での下水熱利用概略図



図 1-12 下水熱用二重管式熱交換器

第1章 序論

1.1.5 下水道について

下水の排除方式として合流式と分流式がある。合流式下水道では、汚水と雨水を同一の下水管路で下水処理場まで排除する。合流式下水道では、雨水が洗い流した道路上の汚濁物質も下水処理場で処理できる上、管路が一つで済むため整備コストが安く効率的などの利点がある。東京都や大阪市など早くから下水道事業に着手した自治体では合流式下水道が多い。熱幹線として使用する際には、雨水によって大きな影響を受けることを考えておく必要がある。合流式下水道のイメージを図 1-13 に示す。

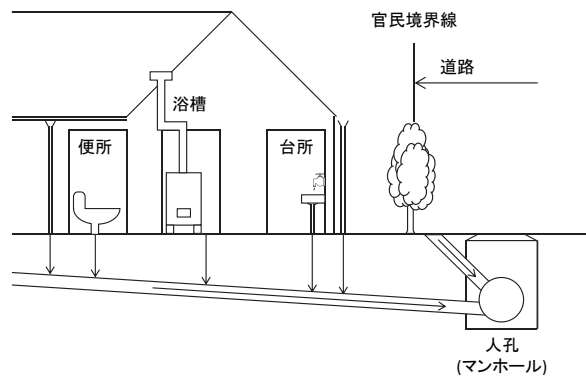


図 1-13 合流式下水道概念図

ここで、事例として大阪市における下水道敷設延長距離の推移を図 1-14 に示す。大阪市においては敷設後 50 年以上経過した管路が 1,000km 以上存在する。これらは今後とも増加する傾向にある。下水管の耐用年数は 50 年ほどと言われており、取替や管更生を行う必要がある。これらの作業と合わせて管渠内に下水熱交換器を設置すれば、熱導管としての付加価値を与えることができる。

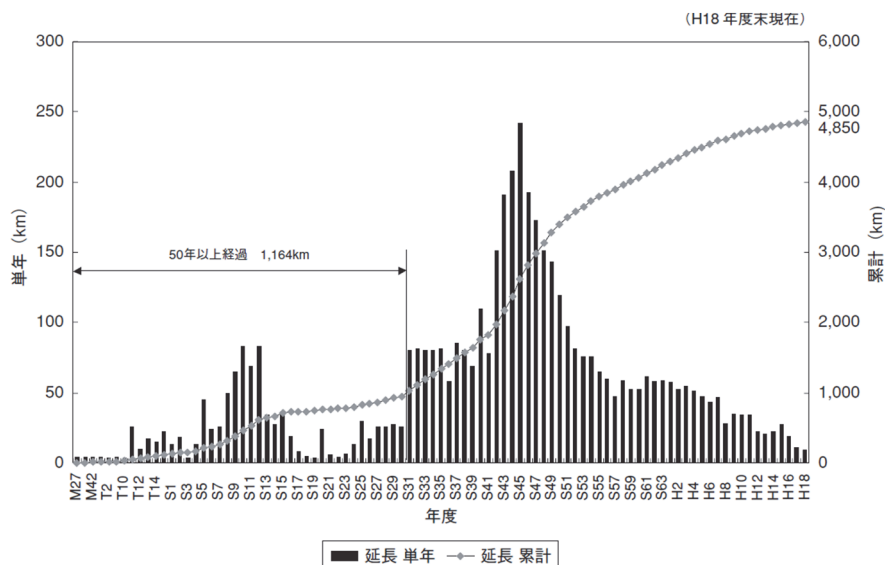


図 1-14 大阪市における下水道敷設延長距離の推移

第1章 序論

また、大阪市における下水管の管径ごとの距離を図 1-15 示す。下水熱利用・熱融通を行う際には、下水熱を使用する建物近傍の下水管路を流れる流量が多いほど、熱賦存量も多くなる。管径の大きい管路では下水流量も多くなる。大阪市では管径 1m 以上の管路が全体の 30%ほどあり、これらの幹線管路への下水熱利用熱融通システムの導入が期待できる。

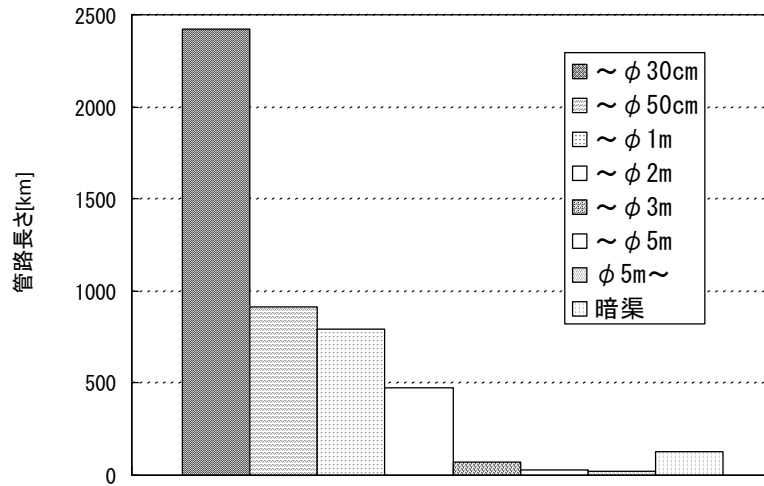


図 1-15 大阪市における下水管の管径ごとの距離

1.1.6 下水処理場における下水温度について

一般に下水処理場での処理過程における曝気槽では、微生物によって浄化が行われている。この微生物は下水温度によって反応速度が変わるほか、下水温度によって微生物の優占種が変わることもある。つまり、下水管路近傍での下水熱利用の導入が進むことにより、下水処理場に流入する下水の温度が低下し、微生物による浄化が正常に行われなくなる可能性が高まると考えられる。そのため、下水熱利用では下水処理場への流入時下水温度を考慮した利用方法を検討することが望まれている。

また、下水処理に詳しい有識者からは、下水温度を 1 年間かけて 25℃から徐々に下げ、4℃になった時でも、除去速度は 25℃時と同じ速度で行うことができたという事例もあると聞いている。これは、下水温度を徐々に下げたことによって、水温に慣れた優占種も徐々に変わっていったからと考えられる。このことより、急激な下水温度変化を生じさせない限り、下水処理場への流入時下水温度が普段の温度よりも下がっても、下水熱利用は可能であると考えられる。

しかし、実験上での結果はあるものの、事例としての報告がないことから、下水熱利用をした場合における下水処理場への流入時下水温度の下限値としては、下水処理場がこれまでの処理実績で処理可能であった下水温度を設定することが妥当であると考えられる。

第1章 序論

1.1.7 下水熱利用の普及のための課題点

下水熱は、都市内に賦存し社会活動が行われている限り枯渇しない未利用熱であるといえる。ただ、海外と比べて国内での導入事例は古くからあるが、未処理下水の活用は、下水処理場近傍等での大規模な施設における下水熱の活用に限られるか専用導管を敷設した事例しかない。そのため、普及に至っていないのが事実である。この理由としては、事業採算性の問題、夾雑物やバイオフィルムの影響によるスクリーンや熱交換器のメンテナンス費の想定外の高騰、スケールメリットを考えた際の小規模化機器開発の未着手などがあげられる。これらが、下水熱利用の普及が進まない課題である。

なお、法的な規制については、下水道管理者以外である民間事業者が、公共下水道から下水を取水して熱利用することは出来なかったが、平成23年に規制緩和が行われている。

第1章 序論

1.2 研究の目的

1.1 にて述べたような課題点の解決を行わない限り、下水熱利用の普及は程遠いものとなる。そこで、本研究は、昨今の地球温暖化問題や、ヒートアイランド対策への対応策の一つとして有用である下水熱利用の普及を促進するために、導入検討に必要な情報整備の基本となる研究成果となることを目標とする。

このような目標を据え、本研究の目的は、都市部を流れる下水を未利用の「熱源」ととらえ、下水熱の利用機会を飛躍的に高めるために、既存の下水管路網を対象として、給湯や冷暖房を需要とする建物近傍の管路において下水熱を利用できる下水熱利用機器・システムと下水熱利用を企画するための手法を提案することである。また、下水熱利用・熱融通システムについての効果の検証だけでなく、現在未整備である本システムについて、採熱側・投入側、下水道事業者間の導入に伴う制約条件を提示することも目的としている。具体的には、以下の内容について研究を行うことを目的とする。

- (1) 下水管路網を活用した下水熱利用システムの導入検討時の基本計画・基本設計・実施設計においての情報基盤の一環として、下水流量・温度を実測により特性を把握すること。
- (2) 下水熱利用の企画のため、任意の地点での下水流量・温度を推定する推定法を提案すること。
- (3) 賦存する下水熱がどこにどの程度あるかを推定するため、提案する推定法を用いて下水熱利用ポテンシャルマップの作成手法を提案すること。
- (4) 導入効果を試算するために、システムシミュレーションにより下水熱利用の導入効果を検証する手法を提案する。
- (5) 提案するシステムシミュレーションの精度検証のために、下水熱利用システムモデルを設定し、未処理下水を対象とした実環境試験との比較を行う。
- (6) 街区・市町村レベルでの広域な下水熱導入可能性検討のために、提案する下水流量・温度推定手法を用いた下水熱ポテンシャルを算出し、熱需要施設とのマッチング手法を示す。
- (7) 提案するシステムシミュレーションより建物規模ごとに導入効果があるかについての検討を行い、街区レベルで下水熱利用による影響を検討し、制約条件等の検討を行うこと。

第1章 序論

下水熱を利用する際には、下水道事業者である地方公共団体と、ディベロッパー等の使用するユーザー（熱需要家）とがプレイヤーとして考えられる。本研究は、下水熱利用における導入効果を試算することにより、ユーザー側の導入時の検討資料として参考となる。一方で、地方自治体は、下水に付加価値がつく下水熱が下水管路のどこにどの程度のポテンシャルで存在するかを提示し、ユーザーの導入意欲を促すための手法として活用できると考えている。

第1章 序論

1.3 下水熱利用に関する既往の研究

既往の研究では、下水の流量と温度の推定法は報告されているが、下水管路での流量と温度を長期間にわたり実測を行われた報告例がないため、その推定精度は明らかにされていない。ここでは、下水の流量と温度の推定に関する既往の研究における課題点について示す。

(1) 下水幹線における下水の流量と温度の推定法の問題点

池上^[5]らは、下水幹線モデルと地域冷暖房プラントモデルの2つを設定し、下水熱利用による下水温度変化の影響や下水熱利用地域冷暖房プラントの導入に最低限必要な下水流量について検討を行っている。この下水幹線モデルでは、下水幹線を対象に、下水流入マンホールでの下水流量・温度条件と需要先の地域冷暖房プラントとの距離の関係から、需要先での利用可能な下水の流量と温度を推定している。

この下水流量の推定では、上水消費量原単位と建物延床面積を用いてメッシュごとに下水発生量を推定している。そして、建物用途ごとの流量比率を設定し時刻別流量を推定している。また、下水流速は合流式下水道の汚水の流れを想定して 1.0m/s と仮定して、流下に伴う時間のずれを考慮している。ただ、下水管路は幹線のみを対象としており枝管等の細部については検討されておらず、実測値との誤差が-38～30%と計算精度が悪い点が問題である。下水温度に関しては、発生下水温度モデルを後楽一丁目での実績値から独自に設定し、検討地域内で時刻別の下水温度の変動特性は一律と設定している。しかし、下水管路での実測結果が無い場合、推定精度は不明である。

(2) 広域検討における下水流量推定の問題点

川村^[6]らは、地理情報システムを用いて、対象地域内の建物情報データベース内にある建物用途ごとに建築面積、階高と上水消費量原単位を乗じて、対象地域の年間下水流量を東西 750m×南北 500m というメッシュ単位で推定している。この推定手法では、実測流量に対して約 3 倍近い推定結果となっている。検討は温泉地であるため、ホテルや旅館の数が多く、建物延床面積推定値が大きく実態と異なる点、上水道原単位を用いた場合に、大型住宅（延床面積 175 m²以上）の建物では大きな排水量と計算され、実態の世帯人数からの排水量とあわない点をあげている。

下水熱利用の適用を計画する際には、ヒートポンプを用いて夜間電力で蓄熱する方式が一般的な方法である。そのため、下水熱利用システムの適用を考える際には、夜間の下水の流量が小さくなる時刻と冬季の下水の最低温度時に必要な熱量が採熱出来るかを検討する必要がある。そのため、季節ごとに最低温度や最低流量時に関して時刻レベルでの検討の必要性が生じる。しかし、川村らの報告では、広域範囲の年間での下水流量のみしか推定できていないため、下水管路網上での下水熱利用の導入検討時にはこの推定手法は適用できない点が問題である。また、上水消費量原単位からの推定値の精度については、管路途中での実測結果がないため、本報での実測結果を用いて再度比較し確認を行う。

第1章 序論

(3) 下水処理場における下水の流量・水温分析の問題点

太田^{[7][8]}らは、処理下水及び、未処理水の有する下水熱の利用可能量を把握するために、対象地域内の下水処理場において日常的に計測されている運転管理データから、処理水、未処理水の水量と温度について分析を行っている。結果として、未処理水と気温には強い相関関係があることを確認し、対象地域の全処理場について、気温と未処理水温の相関関係式を作成している。さらに、各月の時刻別未処理水温と気温の時刻変動特性を示し、冬期は気温に比べて大幅に下水温度の方が上回り、夏期は、未処理水温が気温を下回る時間が多いことを示している。結論として、未処理水温と処理水温は日レベルでは、未処理水温と処理水温に強い相関があるが、時刻レベルになると未処理水温と処理水温に相関関係は見られなかったと分析している。また、未処理水温と処理水温の時間変動幅を比較すると、処理水温に比べて未処理水温の方が、変動が大きく、時刻変動パターンとして、時刻別未処理水温は処理水量の変化に対して安定しており、水温は流量の変化を受けないとしている。そして、曜日別の分析も行っており、処理水量については一定の傾向はなく、曜日別未処理水温は、ほぼ一定の傾向を示すことを報告している。

月別下水処理量は年間を通して安定しており、時刻別でみると、深夜から早朝にかけて水量が減少し、午前と午後の二回のピークがあることを確認している。

このように、下水温度と流量の特性が把握されているが、下水処理場でのデータを用いた処理水での特徴であるため、管路途中での未処理水の下水の特徴も同じであるかは不明であるため確認が必要である。また、下水の流量ならびに温度の平日と休日の比較は行われていない点も課題である。

(4) GIS を用いた広域での流量推定の課題点

一之瀬^[9]らは、下水から得られる未利用熱を都市内で有効に再利用するための地域熱供給施設の立地について、熱需要と熱供給事業における排熱利用の空間的整合性に対する解析を行うための GIS(地理情報システム)を開発している。その中で、下水熱回収熱量の算定を行うために、幹線管路における下水流量の計算を行っている。一之瀬らの手法では、250m のメッシュで下水道幹線図と下水施設の位置を読み込み、幹線の位置や幹線結合点のメッシュ座標を与えて、下水管路システムを表現しており、各幹線の流量を各幹線が受け持つ流入領域の最終端で推定している。下水の発生量は、建物用途別の単位床面積当たりの下水発生原単位を仮定し、各幹線終端部において流入領域の建物延床面積から推定している。下水流量は、下水道幹線上の結合点メッシュにおける 1 時間当たりの下水流量の年平均値が推定できている。いくつかの地点で推定を行った結果、推定値に対する計算値の比が 0.5~2.0 の間に推定地点全体の 81%が入っており比較的推定精度がよいと思われる。

ただし、幹線終端部、幹線結合部のみで下水流量しか算定されていないため、管路途中の建物での下水熱利用を考えた場合に必要で、枝管を含む管路上での下水流量の推定が行

第1章 序論

えない点は課題である。また、下水熱利用システムの詳細な導入検討時、例えば、設備システムのシステムシミュレーションを行い、導入効果を検討する際など、時刻別の流量変動までの推定が必要となるが、時刻別の下水流量までは推定できない点は課題である。

これらのように、下水処理場等における下水熱利用の検討を行った既往研究はあるが、下水管路途中での下水熱利用に伴う効果の検証等の研究は行われていない。また、下水管路上における下水の流量や温度の実測も既往研究が無いため、下水の流量や温度の推定法の研究においても確認が行えていない点は共通の課題である。

本研究では、これらの課題を解決するため、下水管路上において下水の流量ならびに温度の実測を行い、下水管路網を流れる下水の特徴を把握し、簡易な手法での流量・温度推定法を提案する。また、実測値と推定値との比較も行い、簡易かつある程度の精度を持った推定法により、下水熱利用システム普及のために必要な、下水熱ポテンシャルと需要家とのマッチング検討や、導入効果の検証等を行う。

1.4 本研究の新規性

本研究における新規性について述べる。

(1) 下水熱融通における排熱利用先のメリットが生じる下水温度条件の検討

下水熱利用の一般的な形態としては、単純に夏期における冷却水、冬季におけるヒートポンプ熱源水としての利用が考えられるが、熱利用が普及していくことで、下水の水温が低下する。下水温度が低下すると、ヒートポンプの効率が低下するが、これを避けるため、CGS やデータセンター、変電所、ごみ発電復水器排熱など都市排熱の処理を下水へ積極的に行うことが考えられる。このように、採熱利用、放熱利用という下水熱利用を、下水管路を經由して、熱のやりくりを行う熱融通について、下水熱利用によりどの程度下水温度が低下すれば、排熱処理としてのメリットが生じるかという検討を行う点は新規性がある。

(2) 下水管路における下水流量・温度の実測

下水管路途中における下水流量・温度の特徴を実測により把握した事例は存在しない。そこで、本研究では、大阪市内の18箇所において下水の流量・温度の実測を1年以上行った。この下水管路途中での流量と温度の長期間の実測から、管路途中の下水の流量と温度の特徴を把握した点は独自性がある。また、降水による下水の特徴を提示する点も新規性の1つである。

(3) 下水管路における下水流量推定手法の提案

管路上からの下水熱利用を検討する際に、下水管路上の日積算流量と時刻別比率を組み合わせ、時刻別流量を推定する手法を提案する点と、枝管を含めた下水管路上の任意の点で下水流量を推定できる手法を提案する点は新規性がある。

(4) 実環境試験におけるシミュレーション精度の比較

未処理下水下において下水熱利用・熱融通の効果検証を行うための、実環境試験設備を構築し性能検証を行い、給湯システムシミュレーションによる計算精度の検証を行った。このような未処理下水を用いた試験装置を使つての下水熱利用の検証を行った事例はまだない。また、季節ごとによる試験を行った結果もまだ報告されていない。これらの点は本研究の独自性の一つである。

第1章 序論

1.5 論文の構成

本論文の構成について記す。

第1章では、本研究に関する背景、既往の研究、目的について述べる。

第2章では、大阪市内における下水管路上における下水流量・温度の実測を行い、その結果と解析結果を示す。

第3章では、第2章の実測結果を用いて、月別時刻別までの下水流量と温度を推定する手法を提案する。また、降水時における下水温度についても考察を行う。

第4章では、未処理下水を用いた下水熱利用・熱融通システムの省エネルギー効果の検討をシミュレーションにより、建物の規模および用途ごとに、下水熱利用量の算出を行う。

第5章では、第4章にて算出した建物用途、規模別の省エネルギー効果の試算結果を広域的な街区に適用し、広域での導入効果の検討を推定する。

最後に、第6章では本論文の総括を行う。

以下の図 1-16 に研究の流れを示す。

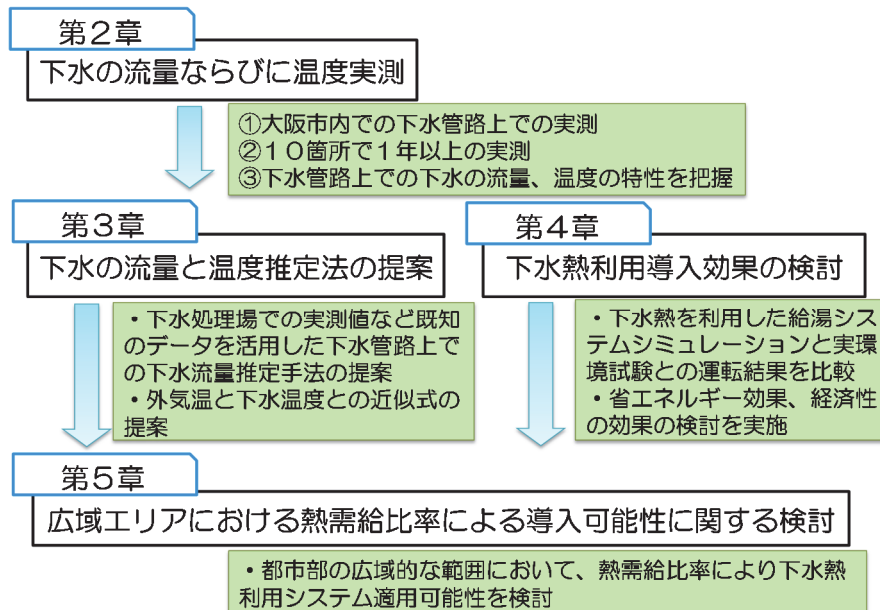


図 1-16 研究の流れ

第 1 章 序論

【参考文献】

- [1] 後楽一丁目地区 社団法人熱供給事業協会 http://www.env.go.jp/policy/etv/s05_c4.html,
閲覧日 2013 年 11 月 23 日
- [2] 経済産業省資源エネルギー庁, 未利用エネルギー面的活用熱供給導入促進ガイド, 平成 19 年 3 月
- [3] 下水熱でスマートなエネルギー利用を～ まちづくりにおける下水熱活用の提案 ～,
国土交通 省水管理・国土保全局 下水道部, <http://www.mlit.go.jp/common/000986040.pdf>,
閲覧日 2014 年 5 月 22 日
- [4] 幕張新都心 千葉県 HP : <http://www.pref.chiba.lg.jp/gesui/jigyuu/shisaku/sairiyuu.html>, 閲覧日 2014 年 5 月 22 日
- [5] 池上 貴志ほか：ライフサイクルインベントリ分析による下水熱利用理域冷暖房システム導入効果の解析, 土木学会論文集 G Vol.64 No.2(2008-5),pp107～122
- [6] 川村 広則ほか：地理情報システムを用いた仙台市秋保地区の下水流量推定に関する調査研究, 日本建築学会東北支部研究報告会,(平 23-6),pp91-92
- [7] 太田 誠ほか：下水処理場における未利用エネルギー利用に関する基礎的研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集(関東), (1997-9),pp495-496
- [8] 太田 誠ほか：下水処理場における未利用エネルギー利用に関する基礎的研究 その 2 水温特性について, 日本建築学会大会学術講演梗概集(九州), (1998-9),pp539-540
- [9] 一之瀬 俊明ほか：下水熱有効利用可能性解析ツールとしての GIS 開発,土木学会論文集 No.552/VII-1(1995-11),pp11～21

第2章 下水の流量ならびに温度実測

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.1 はじめに

下水熱利用の導入意欲を促すため、そして、広域的な視点での下水熱利用の適用可能性を検討するために、下水熱ポテンシャルを推定することが重要である。下水熱ポテンシャルの算出には下水管路を流れる下水流量、温度を把握する必要がある。本論文ではそれらを月別時刻別まで推定することを考える。本章では推定に向け、大阪市内の十数箇所における下水流量、温度の実測について概要を述べ、整理した実測結果を示す。また、他都市の下水処理施設において実測されている下水温度について示す。本章では、下水管路上での実測を行うことで、下水管路を流れる下水の特性を把握する。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.2 大阪市内における下水流量・温度実測概要

以下に大阪市内における下水流量・温度の実測概要を示す。

2.2.1 実測期間

本論文では、表 2-1 に示すように、2010 年 10 月から 2013 年 2 月にかけて、大阪市内の下水処理区域内の計 17 地点において下水流量と下水温度の実測を行った。

本論文では、そのうち 2010 年 10 月から 2012 年 3 月までを第 1 期、2011 年 1 月から 2012 年 3 月までを第 2 期、2011 年 5 月から 2012 年 3 月までを第 3 期、2012 年 10 月から 2013 年 2 月までを第 4 期と分類する。

表 2-1 実測期間

		2010年			2011年												2012年												2013年		
		10月	11月	12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月
第1期	測点1																														
	測点3																														
	測点2																														
	測点5																														
	測点6																														
第2期	測点7																														
	測点10																														
	測点8																														
	測点9																														
第3期	測点D1																														
	測点D2																														
第4期	測点T1																														
	測点T2																														
	測点T3																														
	測点S1																														
	測点S2																														
	測点E1																														

2.2.2 測点位置

測点を図 2-1～図 2-4 に示す。大阪市は、12 個の処理区に分割されており、それぞれの処理区に 1 つの下水処理場がある。実測は、大阪市内の中心を南北に連なる地域である海老江処理区、津守処理区、住之江処理区の 3 つの処理区内にて行う。なお、測点は 1 と 6 を除いて幹線管路上のマンホールである。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

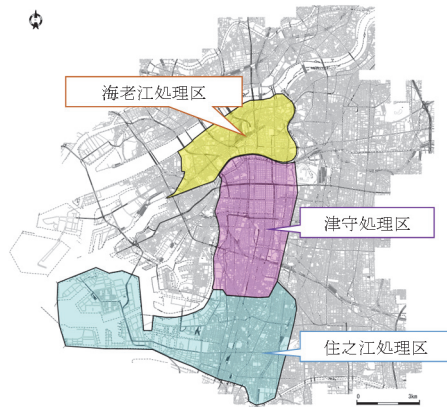


図 2-1 実測処理区と位置関係

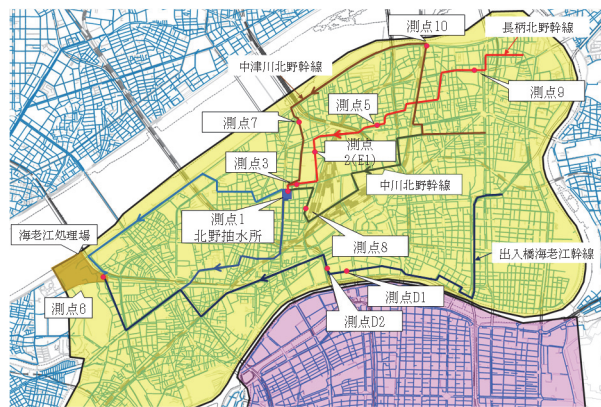


図 2-2 海老江処理区における測点位置図



図 2-3 津守処理区における測点位置図

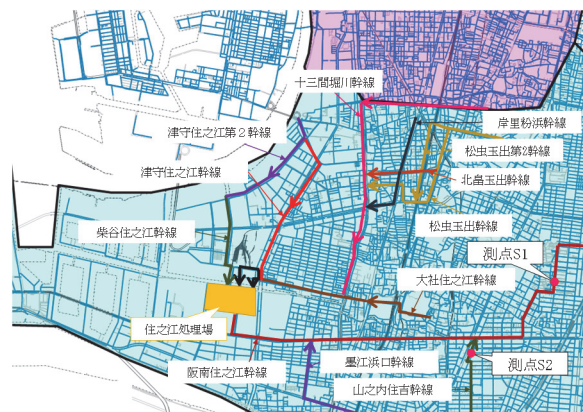


図 2-4 住之江処理区における測点位置図

2.2.3 測点の特徴

各測点における管路断面形状や集水域内建物用途比率などの特徴を表 2-2 に示す。実測では建物用途による下水への流量や温度への影響を確認するために、住宅用途が多い地域、業務用途が多い地域、住宅と業務用途が多い地域を対象として、測点を選定した。集水域内建物用途比率の算出については 2.2.4 で説明する。なお、管路断面形状には図 2-5 に示すような馬蹄形、ボックスカルバート、円管形などがある。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

表 2-2 各測点の特徴

実測フェーズ 実測期間	第1期 2010年10月～2012年3月					第2期 2011年3月～2012年3月					第3期 2011年6月～2012年3月					第4期 2012年10月～2013年2月				
	海老江処理区					海老江処理区					海老江処理区					海老江処理区				
	測点1	測点2	測点3	測点5	測点6	測点7	測点10	測点8	測点9	測点D1	測点D2	測点T1	測点T3	測点T2	測点S1	測点S2	測点E1			
所属処理区	北野 排水所		長柄北野幹線		海老江 処理場	中津川北野幹線	北野抽水場 円形管	中崎北野幹 線	長柄北野幹 線	出入樋海老江幹線	海老江処理 場	東横樋津守幹線	ボックス カルバート	船場島之内 幹線	阪南往之江 幹線	山之内住吉 幹線	長柄北野幹 線			
管径断面タイプ	—	馬蹄形	馬蹄形	馬蹄形	—	ボックス カルバート	円形管	ボックス カルバート	馬蹄形	ボックス カルバート	ボックス カルバート	ボックス カルバート	ボックス カルバート	ボックス カルバート	馬蹄形	円形管	馬蹄形			
管径断面サイズ[mm]	—	2120×2120	2270×2270	1970×1970	—	2850×2850	φ2800	3030×2420	1210×1210	2120×2120	2120×2120	2120×1910	3030×2420	2500×2400	3150×3150	φ2200	2120×2120			
直近の処理場or 抽水場までの距離	—	北野抽水場 まで711m	北野抽水場 まで328 m	北野抽水場 まで1916m	—	北野抽水場 まで903m	北野抽水場 まで2810m	北野抽水場 まで666m	北野抽水場 まで31012m	海老江処理 場まで3361m	海老江処理 場まで3619m	津守処理場 まで3600m	津守処理場 まで2910m	津守処理場 まで3210m	住之江処理 場まで4500m	住之江処理 場まで3800m	北野抽水場 まで711m			
集水水面積[k㎡]	3.49	2.81	2.82	1.96	7.64	2.24	1.72	1.44	2.22	2.68	2.67	4.01	6.51	1.87	3.04	3.23	2.81			
集水域内の 建物延床面積[k㎡]	7.08	4.69	4.93	3.37	21.63	2.95	2.36	2.79	0.47	5.06	5.17	7.43	12.50	4.37	3.07	2.85	4.69			
住宅施設比率	29	36	35	44	29	55	54	12	67	26	26	33	24	10	72	67	36			
業務施設比率	31	26	31	22	38	18	19	31	10	52	53	37	40	44	9	5	26			
商業施設比率	13	8	8	10	10	9	10	23	4	10	9	15	21	33	9	7	8			
宿泊施設比率	10	15	11	9	7	0	0	17	1	4	4	4	7	9	0	0	15			
占有率が大きい 建物用途	業務	住宅	住宅	住宅	業務	住宅	住宅	業務	住宅	業務	業務	業務	業務	業務	住宅	住宅	住宅			

第2章 下水の流量ならびに温度実測

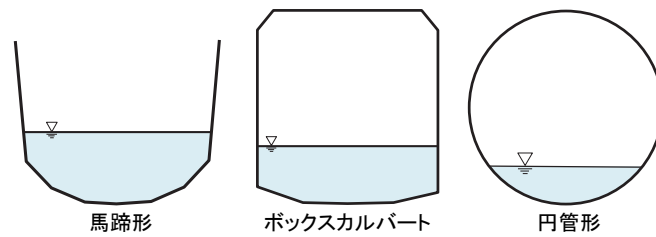


図 2-5 管路断面形状

以下に、各実測処理区の特徴を示す。

1) 海老江処理区

第1期から第3期までの全測点および第4期の測点 E1 の所属する処理区である。12 測点中、住宅の用途比率が最も高い集水域を持つ測点は 7 箇所、業務施設は 5 箇所となっており、住宅、業務比率の高い地域である。

2) 津守処理区

第4期の測点 T1, T2, T3 の所属する処理区である。3 測点中、3 点とも業務施設の用途比率が最も高い地域である。

3) 住之江処理区

第4期の測点 S1, S2 の所属する処理区である。2 測点中、2 点とも住宅の用途比率が最も高い地域である。

測定位置を示したダイアグラムを図 2-6 に示す。

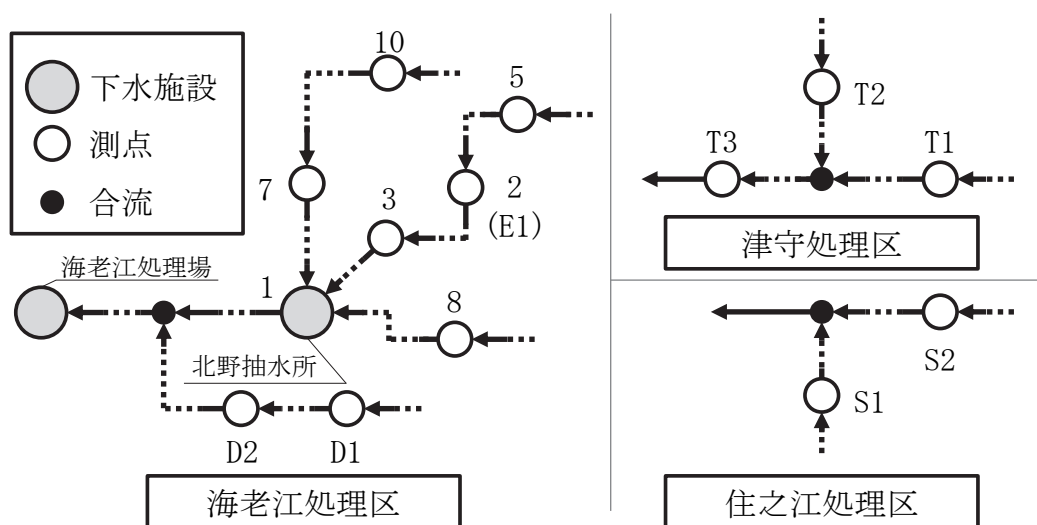


図 2-6 測点ーダイアグラム

2.2.4 集水域情報の取得手法

表 2-2 に示した各測点における集水域面積や集水域内建物用途比率などの集水域情報の取得方法について述べる。

1. 集水域の定義

各建物からの排水は枝管に入り、集水域を形成し、その後幹線に流入する。実測では幹線上に測点を設けているため、実測結果は集水域を形成する枝管までを含めた結果となる。よって本論文では、各測点を基準にして、その地点より上流側で接続されている下水管路とマンホールを含める地域を、各測点が受け持つ集水域と定義する。

下水管路途中での下水流量を推定する推定法においては、集水域の設定が重要となる。そこで、本論文における集水域の設定手法のフローを図 2-7 に示す。まず、地理情報システム(GIS)を用いて、下水道台帳の情報より、下水管路とマンホールの緯度経度情報、管路とマンホールとの接続情報、流れ方向をデータ登録する。一方、施設側は、延床面積と緯度経度、施設水平面投影図形、建物用途の情報を登録し、施設水平面投影図形と施設位置の緯度経度から施設の重心位置を求める。求めた施設重心位置と、下水道マンホールの緯度経度から、最短距離のマンホール位置をその施設からの排水先マンホールと想定し、連接する。このような連接作業を、検討対象地域において、全ての施設とマンホールについて行う。このように下水配管に流れ方向の情報、施設に最近隣マンホール情報を追加した後、任意のマンホール M_{est} を選択し、選択したマンホールより上流を末端まで遡って検索をかけることで、連接される配管、マンホール、そして各マンホールに連接されている施設の関連付けが行うことが可能となる。なお、流れ方向の情報が下水道台帳において無い場合でも、管路の管高情報と管路とマンホールの接続情報がわかれば、流れ方向は求められる。本論文での集水域の定義は、任意のマンホールから連接されている上流方向の末端までの施設を含めた地域と設定し、本論文を通じて共通の定義とする。

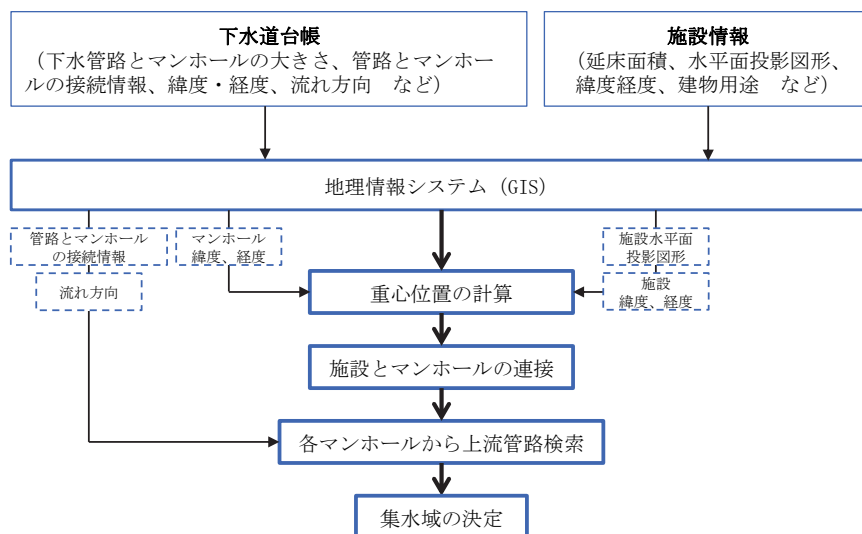


図 2-7 集水域決定までの流れ

第2章 下水の流量ならびに温度実測

II. 集水域内の建物情報

表 2-2 において、集水域を設定する際に、そのマンホールと連携する各建物の建物用途や延床面積などの情報を合わせて把握し、各測点における集水域内建物用途比率を算出した。以下の表 2-3 に建物用途の分類を示す。

表 2-3 建物用途の分類

建物用途	建物種別			
住宅施設	一戸建住宅	長屋建住宅	共同住宅	
業務施設	事務所	団体	集会施設	自治体行政施設
	金融・保険	報道施設	通信施設	保安施設
	展示場	工務店	国家施設	
	専門的業務施設	文化施設	郵便局	
商業施設	卸売販売施設	小売販売店	一般飲食店	遊興施設
	大型小売店舗	ガソリンスタンド	その他の飲食店	興行施設
	小売市場	一般サービス施設	運動施設	スポーツ娯楽施設
宿泊施設	ホテル	その他の宿泊施設		
医業施設	医療施設	保健施設	福祉施設	
その他	学校	都市型工業施設	キリスト教会	交通施設
	大学・短大	その他の工業施設	その他の宗教施設	流通施設
	その他の教育施設	神社	供給施設	
	研究施設	寺院	処理施設	

2.2.5 使用機器

実測で使用した機器について示す。なお、実測では下水流量は直接的に下水流量そのものを計測するのではなく、下水水位と下水流速を計測することによって求める。その算出方法については 2.2.8 で説明する。

第 2 章 下水の流量ならびに温度実測

1) 下水水位の計測

名称：圧力式水位計

測器：超低価格デジタル水位記録計 Water Memory Card2

仕様：メテオ電子社製

表 2-4 圧力式水位計仕様^[11]

検出方式	半導体圧力ゲージ式
水位測定範囲	3m,10m,20m
測定精度	フルスケールの±0.1%
測定分解能	1/3000
測定間隔	1～60 分まで任意設定
記憶容量	300,000 以上
記録内容	時刻・ID・バッテリー電圧・水位直読値
電源	9V 角型乾電池 1 個
電池寿命	約 50,000 データ



図 2-8 圧力式水位計

2) 下水流速の計測

名称：流速計

測器：電磁流速計 Model2000

仕様：NIPPON HICON 社製

表 2-5 流速計仕様^[12]

原理	電磁方式
ゼロ安定性	±0.015m/sec
精度	±0.2%RS+ゼロ安定性
出力	表示 3.5 桁デジタル
測定範囲	-0.15～6m/sec
周囲温度	センサー：0～+65℃ 電子部品：0～+50℃
電源	バッテリー：単 1 形アルカリ乾電池(1.5V)×2 個 バッテリー寿命：100 時間(通常使用)20 時間(連続使用)
防水機能(メーター部)	30cm の水深において 30 秒間
重量	全重量：約 1.6kg(バック除く) センサーおよびケーブル：約 40g

第 2 章 下水の流量ならびに温度実測

3) 下水温度の計測

名称：水温計

測器名：ティドビット V2（耐圧防水温度計測データロガー）UTBI-001

仕様：Onset Computer 社製

表 2-6 ティドビット V2 仕様^[13]

型番	UTBI-001
計測範囲	-20℃～70℃(空気中), -20℃～30℃(水中)
精度	±0.2℃(0～50℃)
分解能	0.02℃@25℃
ドリフト	0.1℃/年
応答速度	5 分(水中), 12 分(空気流動 2m/sec), 20 分(空気流動 1m/sec)
時間精度	約±1 分/月@0～50℃
バッテリー	3V リチウム(交換不可)
バッテリー寿命	5 年(1 分以上のインターバルでの通常使用)
メモリ	64K バイト(12bit 計測で約 42,000 点)
質量	23g
寸法	30mm×40mm×17mm ; (取付用穴)46mm 径
ハウジング	エポキシ樹脂
耐圧水深	305m
インターバル	固定インターバルモード, マルチインターバルモード 1 秒～18 時間自由設定
ランチモード	即時スタート, タイマースタート
オフロードモード	計測中オフロード, 計測ストップ後オフロード
バッテリー表示	ステータス画面で表示 ; インターバルごとに自記可



図 2-9 水温計

第2章 下水の流量ならびに温度実測

なお，データ回収は以下の機器にて行う．

名称：データ回収器

測器：ウォータープルーフシャトル U-DTW-1

仕様：Onset Computer 社製

表 2-7 データ回収器仕様^[14]

記録容量	4M バイト(64k ロガー63 台分, 512k ロガー7 台分)
転送速度	(64k ロガー→シャトル) 15 秒 (4MB シャトル→PC) 6 分
時計精度	±1 分/月
防水	水深 20m
使用環境	0～50℃
バッテリー	単3型アルカリ電池×2(時計バッテリーとしてCR1225 リチウム電池×1)
電池寿命	約1年／50回フル回収 時計電池 約10年
寸法/重量	152×48mmφ / 150g



図 2-10 データ回収器

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.2.6 計測器設置方法

実測を行う際の各計測器の設置方法と測定方法を示す。

1) 圧力式水位計

水位計の先端にあるセンサー部分を塩ビ管で保護し、水压は変わらないようにスリットを入れて設置する。また、電源、データロガーなどは図 2-13 のようにマンホールの上部に設置する。

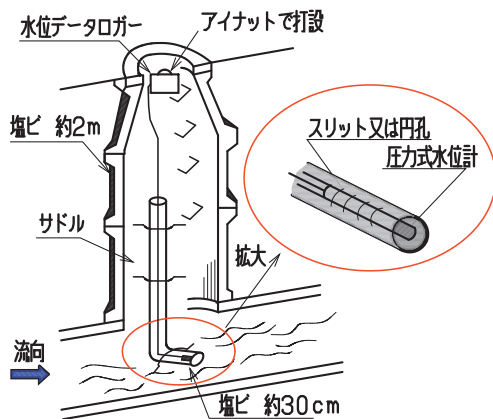


図 2-11 水位計設置方法のイメージ



図 2-12 管内塩ビ管設置状況



図 2-13 マンホール上部電源・データロガー設置状況

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2) 水温計

常に下水に浸かるように、図 2-14 のように水温ロガーを塩ビ管とカラビナを用いて設置する。

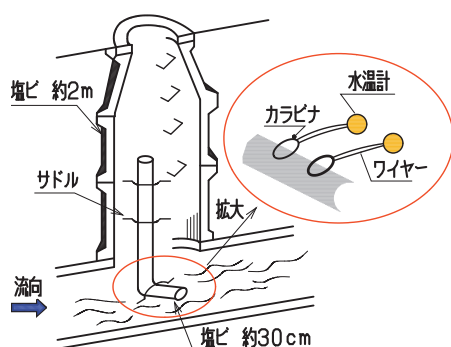


図 2-14 水温計設置方法のイメージ



図 2-15 水温計設置状況

なお、水温計は各測点に2つずつ設置し、2つの値の平均を実測値とする。

2.2.7 計測間隔

各計測器の計測間隔を表 2-8 に示す。第1期から第3期までと第4期では計測間隔が異なっている。なお、流速計は瞬時値として計測を行う。

表 2-8 計測間隔

	圧力式水位計	水温計
第1期～第3期	15分	15分
第4期	10分	10分

2.2.8 下水流量の算出

実測では，下水流量の連続的なデータを求めるにあたり，図 2-16 において赤色で示す水位流量曲線を各測点ごとに作成する．水位流量曲線は，一般呼称は H-Q 曲線と呼ばれるが，本論文では下水流量を $G(\text{m}^3/\text{h})$ と定義しているため，以降は H-G 曲線と呼び換える．

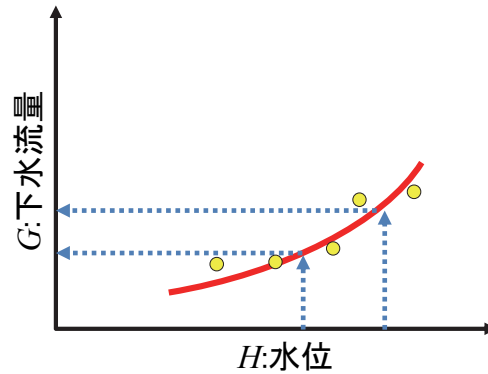


図 2-16 H-G 曲線（水位流量曲線）

H-G 曲線は，水位と流量の相関を式 2-1 に示す累乗近似式で表したものである．

$$G = a \times H^b \quad \text{式 2-1}$$

G : 下水流量(m^3/h) H : 水位(mm) a, b : モデルパラメータ(-)

H-G 曲線は，とあるいくつかの同時刻における下水流量と水位の実測値(図 2-16 における黄色プロット)から，最小二乗法により式 2-1 のモデルパラメータ a , b を求めて作成する．

次に，圧力式水位計にて連続的に計測している水位データに補正を行い，その補正した連続的な水位データを式 2-1 に代入して，連続的な下水流量のデータを算出する．

1. H-G 曲線の作成

式 2-1 におけるモデルパラメータを求めるためには，いくつかの同時刻における下水流量と水位の実測値(以下，プロットデータ)が必要である．以下に，1)プロットデータにおける下水流量の算出と，2)プロットデータにおける水位の計測について示す．

1) プロットデータにおける下水流量の算出

下水流量は式 2-2 に示すように平均流速と流積の積で表され，これらを求める必要がある．

$$G = vA \quad \text{式 2-2}$$

G : 下水流量(m^3/h) v : 平均流速(m/h) A : 流積 (m^2)

2) 平均流速の算出

国土交通省河川砂防技術基準^[15]では、水面幅が 10m 以下の場合、流速計測間隔は水面幅の 10～15%とされている。本論文では下水管を非降水時は開水路であると見なし、この基準を参考にする。図 2-17 に示すように水面幅を等間隔に分割して点ごとに下水流速を計測し、それらを平均して平均流速とする。なお、計測は晴天日に行っている。

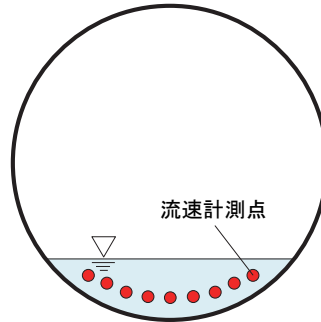


図 2-17 流速計測点

3) 流積の算出

日変動いわゆる、時刻別の流量を確認するため実測と図面の確認により流積を算出する必要がある。本論文では、図 2-18 のように下水管路断面を等間隔に分割し、図 2-19 の直尺を用いて各点における同一断面上の a から e の水深と流水幅 f を計測し、ⅠからⅦの三角形または台形に近似し面積を求め、それらを合計して算出する。円管形の場合は水位を計測し、式 2-3、式 2-4 によって流積を求める。測点の状況例を図 2-20 から図 2-25 に示す。なお、計測は非降水日に行っている。

$$\theta = 2 \arccos \left(\frac{D-2h}{D} \right) \quad \text{式 2-3}$$

$$A = \frac{D^2}{8} (\theta - \sin \theta) \quad \text{式 2-4}$$

θ : 中心角(rad) D : 管径(m) h : 水位(m) A : 流積(m²)

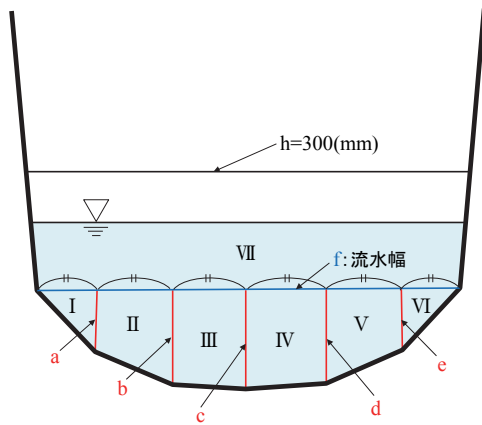


図 2-18 断面分割イメージ(馬蹄形の場合)



図 2-19 直尺

第2章 下水の流量ならびに温度実測



図 2-20 測点 T1 の現場

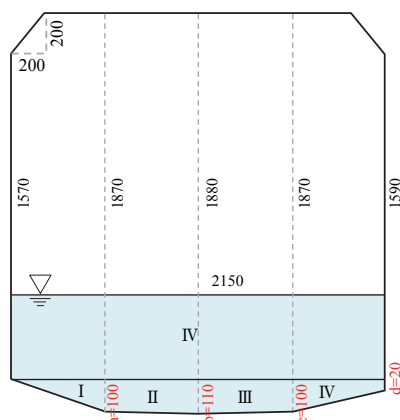


図 2-21 測点 T1 の計測結果



図 2-22 測点 S2 の現場

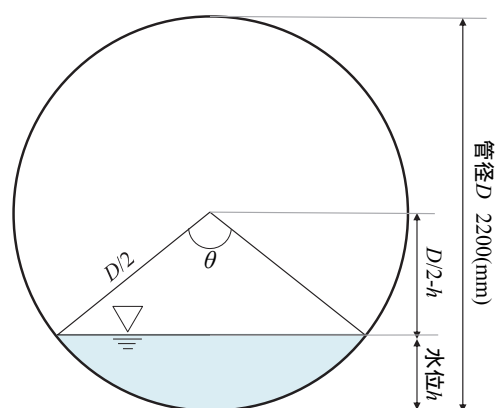


図 2-23 測点 S2 の計測結果

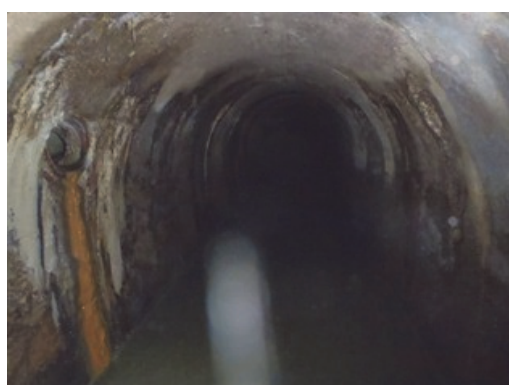


図 2-24 測点 E1 の現場

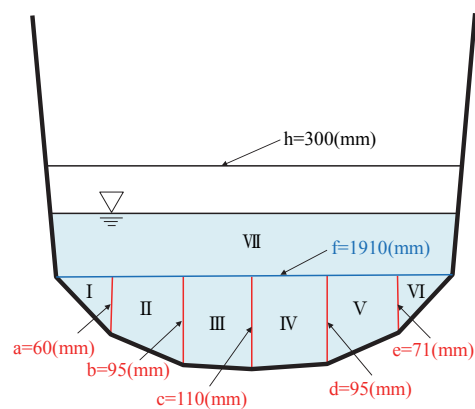


図 2-25 測点 E1 の計測結果

第2章 下水の流量ならびに温度実測

4) プロットデータにおける水位の計測

プロットデータにおける下水流量算出に向けた流速計測とほぼ同時刻において、図 2-19 に示す直尺を用いて、水位を計測する。なお、計測は非降水日に行っている。

以上より、同時刻における下水流量と水位のプロットデータを、1 測点につき 5～13 個求め、各測点の H-G 曲線を作成する。各測点の H-G 曲線を図 2-26 に、回帰式と決定係数 R^2 を表 2-9 に示す。

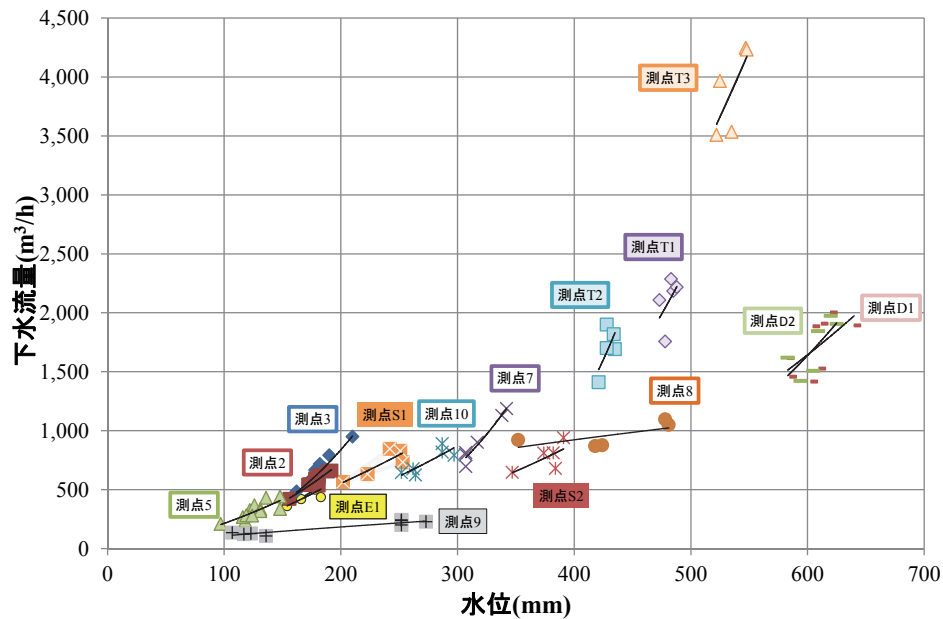


図 2-26 各測点の H-G 曲線

第2章 下水の流量ならびに温度実測

表 2-9 各測点の回帰式と決定係数

測点番号	回帰式	決定係数 R^2
測点2	$G = 0.0082 \times H^{2.1525}$	0.8917
測点3	$G = 0.0006 \times H^{2.6776}$	0.8573
測点5	$G = 0.1102 \times H^{1.6443}$	0.7077
測点7	$G = 8.00 \times 10^{-8} \times H^{4.0103}$	0.9315
測点8	$G = 32.101 \times H^{0.5605}$	0.4471
測点9	$G = 3.1294 \times H^{0.7685}$	0.8618
測点10	$G = 0.0154 \times H^{1.9191}$	0.7464
測点D1	$G = 2.00 \times 10^{-5} \times H^{2.8472}$	0.3883
測点D2	$G = 4.00 \times 10^{-8} \times H^{3.829}$	0.5494
測点T1	$G = 2.00 \times 10^{-8} \times H^{4.1012}$	0.2367
測点T2	$G = 1.00 \times 10^{-12} \times H^{5.737}$	0.4403
測点T3	$G = 2.00 \times 10^{-5} \times H^{3.0323}$	0.533
測点S1	$G = 0.0997 \times H^{1.6272}$	0.7802
測点S2	$G = 0.001 \times H^{2.2836}$	0.498
測点E1	$G = 0.0246 \times H^{1.9063}$	0.6776

結果として、測点 2, 3, 5, 7, 9, 10, E1, S1, T3, D2 は決定係数 R^2 が、0.5～0.9 であるため、回帰式の説明力が強い。また、測点 8, D1, S2, T1, T2 は決定係数 R^2 が 0.3 以下と回帰式の説明力が弱い。これらの測点で決定係数が低くなった要因は、H-G 曲線を算出するために個別に流速を測定しているが、その計測回数が少なかったことと、計測が日中しか行えなかったため、水位の低い時間帯や高い雨天日などの流速が計測できなかったことが考えられる。

なお、本論文で作成した H-G 曲線は、非降水日の水位のみのデータを元に作成しているため、雨天日など水位が高いときの流量は、本論文での H-G 曲線の適用外である。そのため、雨天時の流量を算出できる式ではない。

II. 圧力式水位計計測値の補正

圧力式水位計で計測した水位の値と、直尺で計測した水位の値は異なる。実測では、直尺で計測した値をより真値に近いとみなし、圧力式水位計で計測した値を補正する。

補正はとある時刻において直尺を用いて水位を計測し、その同時刻において圧力式水位計で計測した値との差をとる。それを 5～13 回程行い、差の平均をとり、それを補正值として、圧力式水位計で連続的に計測した値に加える。

一例として、測点 7 の結果を表 2-10 に示す。

第 2 章 下水の流量ならびに温度実測

表 2-10 測点 7 の補正值

時刻	直尺計測値(mm)	圧力式水位計計測値(mm)	差(mm)
2011/2/25 15:25	307	238	69
2011/3/4 9:35	342	273	69
2011/5/18 10:24	338	274	64
2011/5/19 14:38	307	243	64
2011/10/12 12:06	317	247	70
2011/12/15 14:33	307	256	51
平均値(補正值)			64.5

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.3 実測データの整理方法

実測により下水流量と温度のデータを得ることができたものの、その実測データ内には、測器の不具合や下水道自体の工事の影響などによりデータが計測できなかった時刻があるなど、分析過程で扱いにくいデータが含まれている。

そこで、本論文では以下の手順により実測データの整理を行う。

2.3.1 実測データ参照期間

実測は、1年間の下水流量と温度のトレンドの把握を目的としている。そこで、1年間以上も実測を行っているフェーズもあることから、表 2-11 に示す期間を実測データ参照期間とし、分析を行なう。

表 2-11 実測データ参照期間

第1期	2011/3/1～2012/2/29
第2期	2011/3/1～2012/2/29
第3期	2011/6/1～2012/2/29
第4期	2012/10/13～2013/2/24

2.3.2 時刻間隔データの算出

下水流量と温度の実測データは 10 分または 15 分間隔である。本論文では、図 2-27 に示すように、それらの値を毎時ごとに平均し、時刻間隔のデータとして整理した。

15分ごとデータ		1時間ごとデータ	
時刻	流量(m ³ /h)	時刻	流量(m ³ /h)
2011/3/1 0:00	171.44	2011/3/1 0:00	170.16
2011/3/1 0:15	169.99	2011/3/1 1:00	162.51
2011/3/1 0:30	174.32	2011/3/1 2:00	161.74
2011/3/1 0:45	164.90	2011/3/1 3:00	152.68
2011/3/1 1:00	165.63	2011/3/1 4:00	146.49
2011/3/1 1:15	160.50	2011/3/1 5:00	142.53
2011/3/1 1:30	157.55	2011/3/1 6:00	150.45
2011/3/1 1:45	166.36	2011/3/1 7:00	160.68
2011/3/1 2:00	169.27	2011/3/1 8:00	169.44
2011/3/1 2:15	168.54	2011/3/1 9:00	175.93
2011/3/1 2:30	155.33	2011/3/1 10:00	172.69
2011/3/1 2:45	153.84	2011/3/1 11:00	194.02
2011/3/1 3:00	149.34	2011/3/1 12:00	235.94
2011/3/1 3:15	147.84	2011/3/1 13:00	222.86

図 2-27 時刻間隔データの算出例

2.3.3 実測データ欠損日の除外

実測データ参照期間において、各測器の不具合により、下水流量または温度を実測できなかった時刻が存在した。本論文では、実測データが欠損した時刻がある日のデータを丸一日分除外する。表 2-12 に実測データ欠損日として除外した日付を示す。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

表 2-12 実測データ欠損日

下水流量	測点9	2011/5/19～2011/9/11
	測点10	2011/3/1～2011/3/23
	測点E1	2011/10/13
下水温度	測点9	2011/3/1～2011/3/23, 2011/5/19～2011/10/12

2.3.4 降水日データの除外

非降水時における下水流量と温度のデータを抽出するために、大阪市内におけるアメダスデータから1時間の積算雨量が0.5mm以上観測された時刻がある日の丸一日分のデータと、降雨による影響を考慮して、その翌日の丸一日分のデータを降水日と定義し、参照期間における実測データから除外する。

2.3.5 異常値発生日データの除外

下水流量において、降水日のデータを除外しても、非降水時におけるデータ内で、ある日のある時刻にて、突如として下水流量の値が大きくなる実測結果が確認できた。この値を異常値と呼ぶこととする。下水流量の異常値が発生する原因として、工事等による一過性の流入水や圧力式水位計の異常などが考えられるが、明確な原因は不明である。

そこで、本論文では、式 2-5 で表される偏差値 T_i が 90 以上である時刻流量を異常値と定義し、下水流量かつ温度の実測データより、下水流量の異常値が発生した時刻がある日のデータを丸一日分除外する。

なお、下水流量においては、異常値が確認されたが、下水温度においては、異常値は確認されなかった。

$$T_i = 50 + \frac{10(X_i - \mu)}{\sigma} \quad \text{式 2-5}$$

T_i : ある月のある時刻における偏差値 X_i : ある月のある時刻における流量

μ : 年間における毎時の平均流量 σ : 年間における毎時の標準偏差

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.3.6 実測データの整理結果

本論文において、上記の整理を行い、作成したデータを分析対象データと呼ぶこととする。例として、図 2-28 に測点 8 における分析対象データの一部を示す。また表 2-13、表 2-14 に各測点における分析対象データ日数などを示した整理結果を示す。表 2-13、表 2-14 において、分析対象データ日数が下水流量と温度で異なるのは、それぞれのデータの欠損日数が異なるためである。

なお、表内の降水日割合と異常値発生割合は式 2-6、式 2-7 で表される。

$$\text{降水日割合 (\%)} = \frac{\text{降水日数}}{\text{実測データ参照期間日数} - \text{下水流量または温度データ欠損日数}} \times 100 \quad \text{式 2-6}$$

$$\text{異常値発生割合 (\%)} = \frac{\text{降水日数}}{\text{実測データ参照期間日数} - \text{下水流量または温度データ欠損日数}} \times 100 \quad \text{式 2-7}$$

時刻→

	C	D	E	F	G	Y	Z	AA	AE
1	日付/時刻	0時	1時	2時	3時	21時	22時	23時	日積算流量(m3/日)
116	2011/6/23	839	776	799	90	1138	915	895	25767
117	2011/6/24	907	846	800	89	1243	1305	1343	25663
118	2011/6/25	1304	1238	1082	92	1355	1404	1429	26982
119	2011/6/26	1398	1317	1267	121	1095	1128	1149	25992
120	2011/6/27	1094	974	953	906	997	1036	1083	22825
121	2011/6/28	1196	1322	1346	1314	1028	1070	1106	26368
122	2011/6/29	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日
123	2011/6/30	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日	異常値発生日
124	2011/7/1	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
125	2011/7/2	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
126	2011/7/3	1190	1084	1022		931	944	952	21923
127	2011/7/4	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
128	2011/7/5	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
129	2011/7/6	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
130	2011/7/7	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
131	2011/7/8	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
132	2011/7/9	1405	1348	1191		922	1234	1284	1316
133	2011/7/10	1319	1230	1176		144	1088	1105	1125
134	2011/7/11	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
135	2011/7/12	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
136	2011/7/13	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日	降水日
137	2011/7/14	1091	1100	1135		960	1011	1060	24490
138	2011/7/15	1044	938	837		989	1036	1097	23471

合計 →

図 2-28 測点 8 における下水流量の分析対象データ（一部）の例

第2章 下水の流量ならびに温度実測

表 2-13 下水流量の実測データ整理結果

フェーズ	測点	実測データ 参照期間日数	下水流量データ 欠損日数	降水日数	下水流量異常値 発生日数	分析対象 データ日数	降水日 割合(%)	異常値発生日 割合(%)
第1期	測点1	366	0	152	0	214	41.5	0.00
	測点2	366	0	152	11	203	41.5	3.01
	測点3	366	0	152	7	207	41.5	1.91
	測点5	366	0	152	4	210	41.5	1.09
	測点6	366	0	152	0	214	41.5	0.00
第2期	測点7	366	0	152	6	208	41.5	1.64
	測点8	366	0	152	9	205	41.5	2.46
	測点9	366	116	88	0	162	35.2	0.00
	測点10	366	23	143	3	197	41.7	0.87
第3期	測点D1	274	0	109	0	165	39.8	0.00
	測点D2	274	0	109	4	161	39.8	1.46
第4期	測点T1	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点T2	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点T3	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点S1	135	0	59	2	74	43.7	1.48
	測点S2	135	0	59	2	74	43.7	1.48
	測点E1	135	1	59	1	74	44.0	0.75

表 2-14 下水温度の実測データ整理結果

フェーズ	測点	実測データ参 照期間日数	下水温度データ 欠損日数	降水日数	下水流量異常値 発生日数	分析対象 データ日数	降水日 割合(%)	異常値発生日 割合(%)
第1期	測点1	366	0	152	0	214	41.5	0.00
	測点2	366	0	152	11	203	41.5	3.01
	測点3	366	0	152	7	207	41.5	1.91
	測点5	366	0	152	4	210	41.5	1.09
	測点6	366	0	152	0	214	41.5	0.00
第2期	測点7	366	0	152	6	208	41.5	1.64
	測点8	366	0	152	9	205	41.5	2.46
	測点9	366	170	64	0	132	32.7	0.00
	測点10	366	0	143	3	220	39.1	0.82
第3期	測点D1	274	0	109	0	165	39.8	0.00
	測点D2	274	0	109	4	161	39.8	1.46
第4期	測点T1	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点T2	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点T3	135	0	59	0	76	43.7	0.00
	測点S1	135	0	59	2	74	43.7	1.48
	測点S2	135	0	59	2	74	43.7	1.48
	測点E1	135	0	59	1	75	43.7	0.74

表 2-13, 表 2-14 より, 降水日割合は 32.7~44.0%, 異常値発生日割合は最大で 3.01%であった。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.4 下水流量実測結果

整理を行った下水流量の分析対象データを加工し、月別の日平均下水流量、時刻別下水流量、および平日・休日別下水流量の特徴を分析した。

2.4.1 日平均下水流量

図 2-29 に測点 1 の北野抽水所と測点 6 の海老江下水処理場を除いた、各測点における日平均下水流量を示す。日平均下水流量は、各測点において、下水流量の分析対象データを積算し、分析対象データ日数で除したものである。

結果を見ると、長柄北野幹線は、同一管路の測点のうち、測点 9 が最上流側に位置し、測点 5, E1, 2, 3 と下流に向かうほど流量が大きくなっていることがわかる。また、中津川北野幹線についても同様に、上流の測点 10 より測点 7 の流量が大きくなっている。出入橋海老江幹線での測点 D1, D2 においても、この傾向は同じである。

その他、図 2-3 に示す通り、測点 T3 の幹線は、測点 T1 の幹線と測点 T2 の幹線が合流していることから、図 2-29 における測点 T1 と測点 T2 の日平均下水流量を合計し、その値が測点 T3 の日平均下水流量の値と釣り合うことを確認する。その結果、2 つの値は概ね等しいことが図 2-29 の数値より読み取れる。

以上より、上流から下流の方に向かい流量が増加することが確認できた。そして、本実測では枝管からの幹線管路への下水流入による流量増加を正しく捉えていることができているといえる。

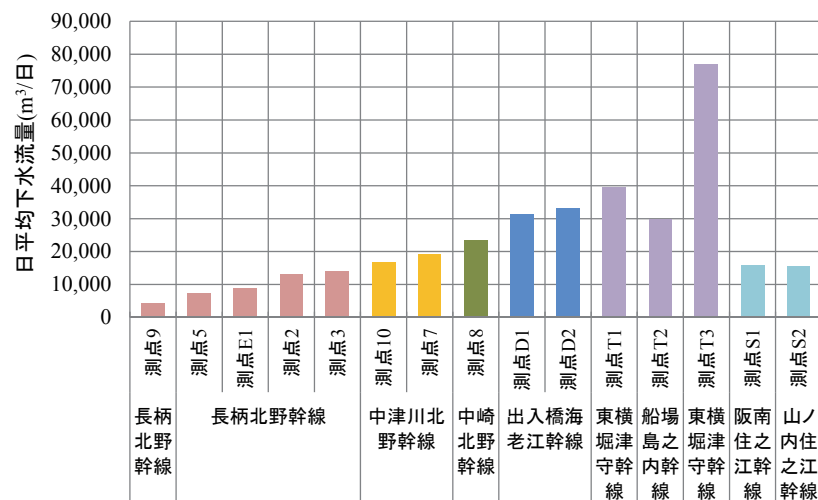


図 2-29 日平均下水流量

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.4.2 月別の日平均下水流量

図 2-30 に、測点ごとにおける月別の日平均下水流量と年間データのある測点の年間日平均下水流量を示す。また、表 2-15 にその標準偏差を示す。月別の日平均下水流量とは、各測点の分析対象データを月ごとに平均したものである。

結果を見ると、測点 2, 3, 5, 7, 8, 10 の各月の値は、各測点の年間の日平均下水流量に対して大きな差はなく、月ごとの日平均下水流量に大きな変化は見られないことがわかる。そして、1 年を通して月ごとの平均流量の違いは小さい。

また、年間データのない測点 9, T1, S1, S2, E1 においても、月ごとの日平均下水流量に大きな変化は見られないことがわかる。

一方、測点 D1, D2, T2, T3 においては、月ごとの日平均下水流量の最大差が $5,000\text{m}^3/\text{日}$ 以上であることがわかる。

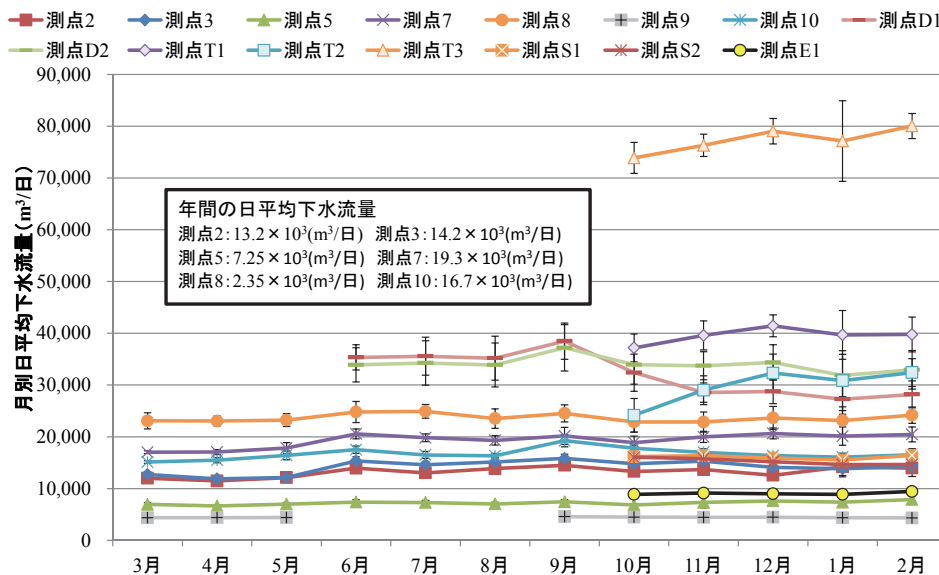


図 2-30 月別の日平均下水流量

表 2-15 非降水時における月別日平均下水流量の標準偏差

	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月
測点2	458	402	594	682	641	960	698	688	995	598	1950	1617
測点3	527	494	739	799	617	942	825	803	750	547	1306	602
測点5	308	241	284	496	398	352	407	286	1048	649	609	791
測点7	259	479	1055	961	754	902	1654	1250	1072	1057	1754	1425
測点8	1567	964	1251	2030	1316	1867	1647	1969	1939	2213	2650	1586
測点9	56	43	48	-	-	-	19	65	26	26	33	28
測点10	264	516	848	702	672	448	1172	578	685	431	772	471
測点D1	-	-	-	2434	3670	4246	3490	3588	1859	2335	2886	2604
測点D2	-	-	-	3302	4288	4248	4464	3734	2722	3418	4098	3730
測点T1	-	-	-	-	-	-	-	2699	2806	2124	4698	3377
測点T2	-	-	-	-	-	-	-	3244	2794	3636	5792	2687
測点T3	-	-	-	-	-	-	-	2996	2154	2459	7773	2413
測点S1	-	-	-	-	-	-	-	1776	571	510	312	1307
測点S2	-	-	-	-	-	-	-	616	665	556	311	348
測点E1	-	-	-	-	-	-	-	361	384	190	493	285

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.4.3 時刻別平均下水流量

時刻別の下水流量の特徴について分析を行う。以下に一部の測点（測点 3, 7, 9, D2, T2, S1）における月ごとの時刻別平均下水流量と時刻別流量比率を示す。また、付録にてその他の測点の結果も示す。なお、時刻別平均下水流量の縦軸スケールは測点に応じて、1,000, 3,000, 5,000m³/h となっている。

月ごとの時刻別平均下水流量とは、分析対象データにおいて、各月で毎時ごとに下水流量を平均したものである。また、時刻別流量比率は式 2-8 で表したものである。

$$\text{時刻別下水流量比率(\%)} = \frac{\text{年間における時刻別平均下水流量(m}^3\text{/h)}}{\text{年間における平均日積算下水流量(m}^3\text{/h)}} \times 100 \quad \text{式 2-8}$$

年間における時刻別平均下水流量とは、分析対象データにおいて、年間で毎時ごとに下水流量を平均したものである。そして、年間における平均日積算下水流量とは、分析対象データにおいて、年間で日積算流量を平均したものである。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

1) 測点 3

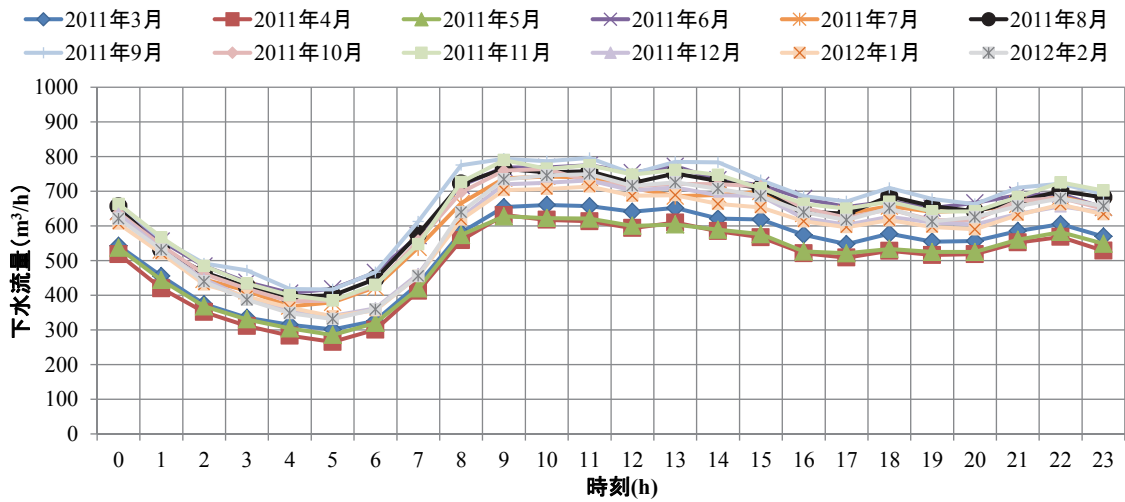


図 2-31 測点 3 における月ごとの時刻別平均下水流量

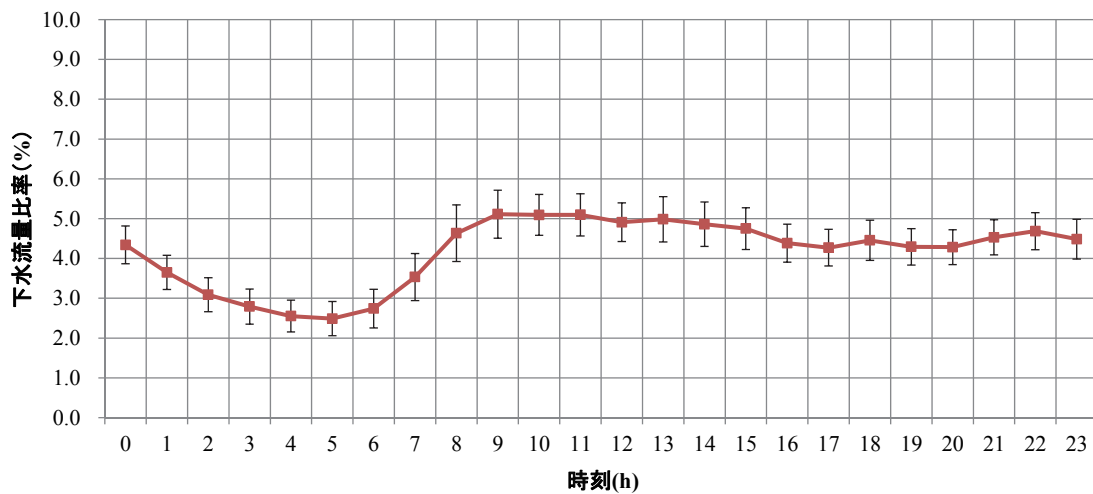


図 2-32 測点 3 における時刻別下水流量比率

図 2-31 より, 概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであることがわかる。

また, 図 2-32 より, 3~6 時にかけて谷となり, 5 時頃を最低値にして立ち上がっている。そして, 9~11 時に 1 日の最大値に達し, その後は午前中の立ち上がりのまま, 下水流量比率の変化幅の約 1% 以内とほぼ横ばいで推移している。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2) 測点 7

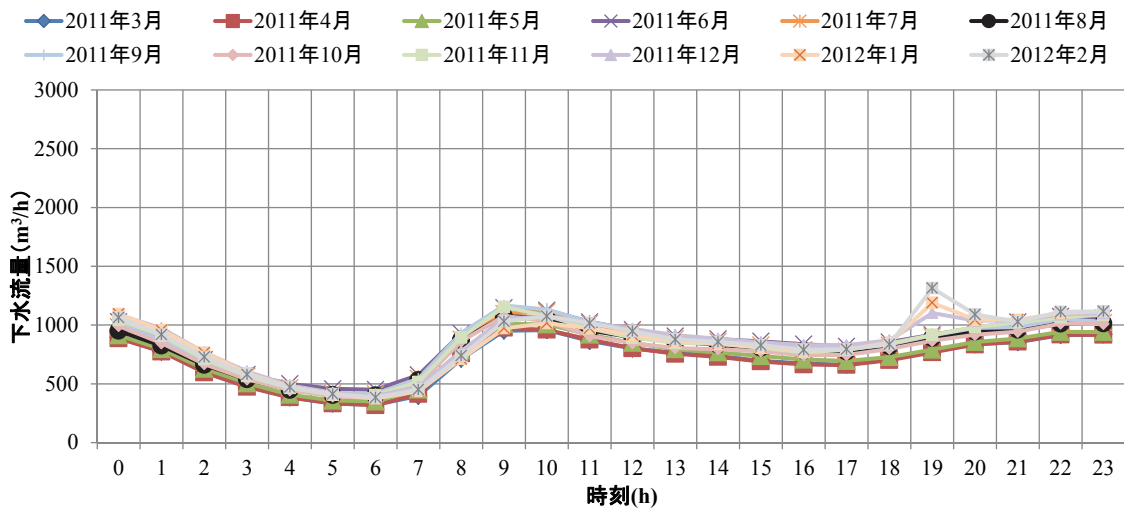


図 2-33 測点 7 における月ごとの時刻別平均下水流量

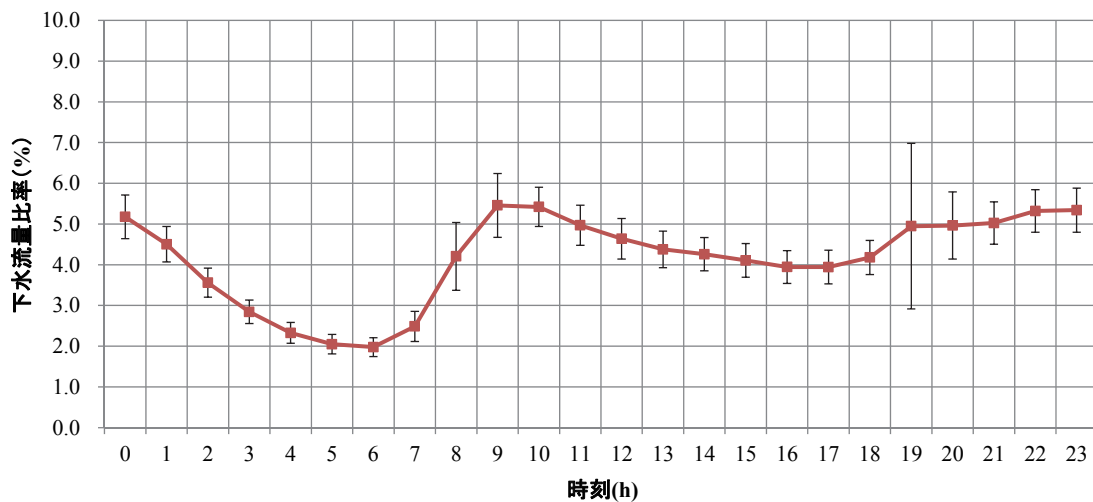


図 2-34 測点 7 における時刻別下水流量比率

図 2-33 より、概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであるが、12～2 月の 19 時のみ下水流量が他の月に比べ、大きくなっていることがわかる。この原因は不明である。

また、図 2-34 より 3～7 時にかけて谷となり、6 時頃を最低値にして立ち上がっている。そして、9 時頃に午前の最大値に達し、その後は 17 時にかけて緩やかに下降するが、再び 22 時頃に向け、午前の最大値程度まで上昇していることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

3) 測点 9

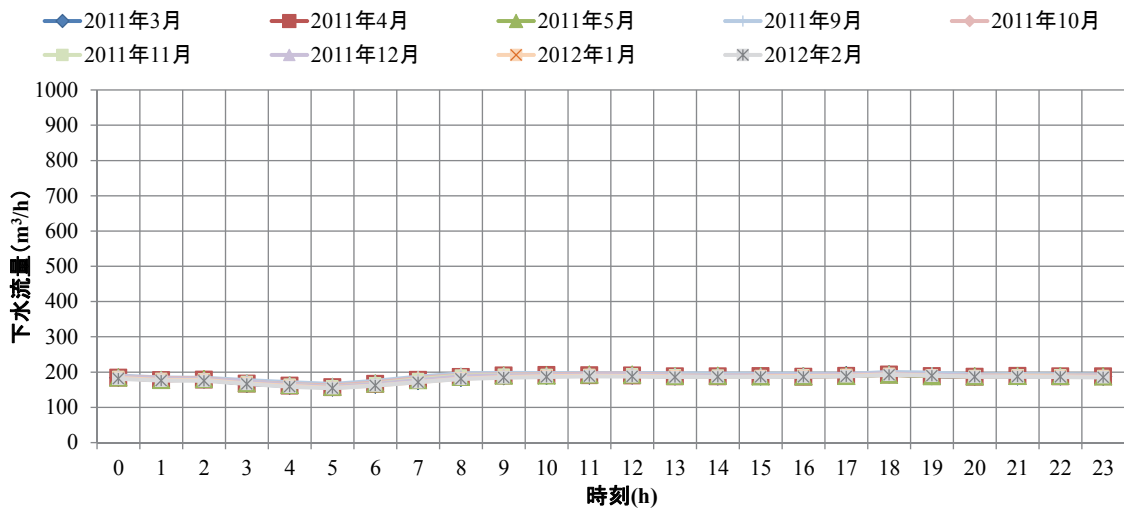


図 2-35 測点 9 における月ごとの時刻別平均下水流量

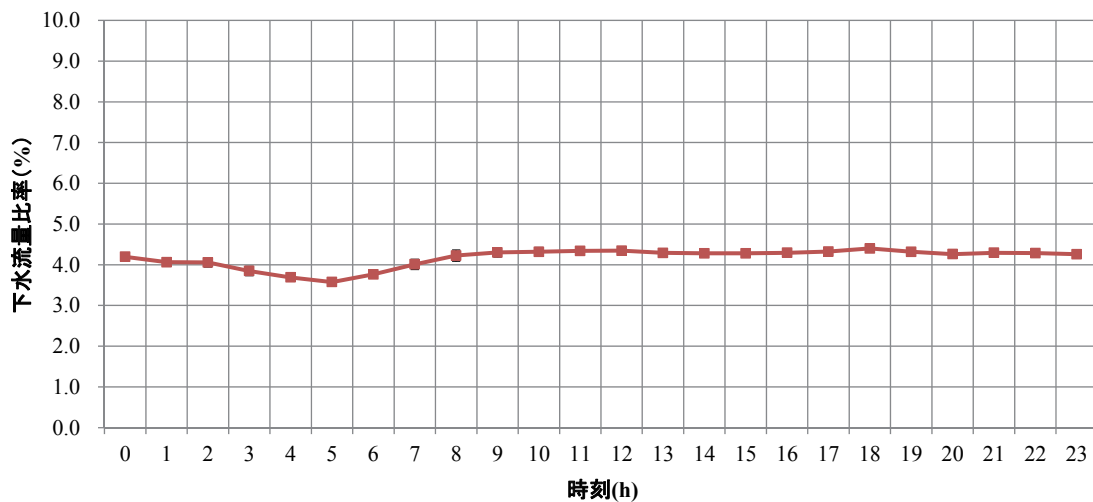


図 2-36 測点 9 における時刻別下水流量比率

図 2-35 より, 概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであることがわかる。

また, 図 2-36 より, 4~6 時にかけて小さな谷となり, 5 時頃を最低値にして徐々に立ち上がっている。そして, 9 時に午前の最大値に達し, その後は午前中の立ち上がりのまま, 下水流量比率の変化幅の約 1% 以内とほとんど横ばいで推移している。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

4) 測点 D2

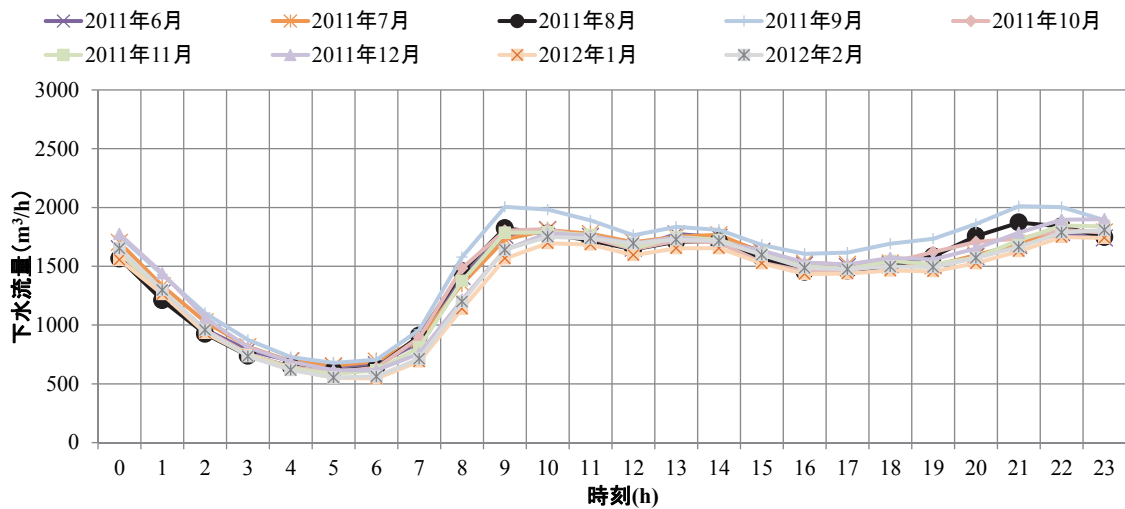


図 2-37 測点 D2 における月ごとの時刻別平均下水流量

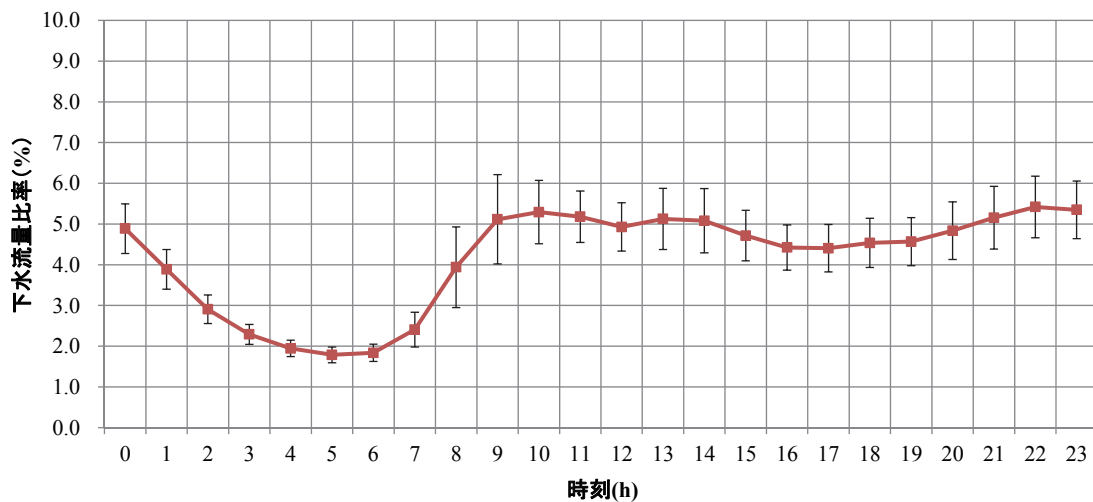


図 2-38 測点 D2 における時刻別下水流量比率

図 2-37 より, 概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであることがわかる。

また, 図 2-38 より, 3~7 時にかけて谷となり, 5 時頃を最低値にして立ち上がっている。そして, 10 時に午前の最大値に達し, その後は 17 時にかけて若干下がるものの, 午前中の立ち上がりのまま, 下水流量比率の変化幅の約 1.5%以内とほとんど横ばいで推移している。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

5) 測点 T2

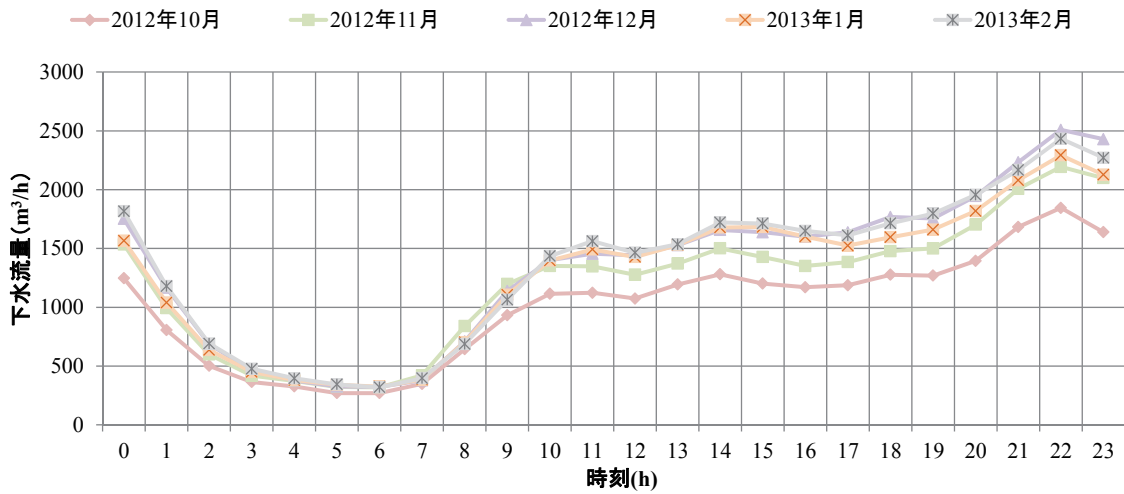


図 2-39 測点 T2 における月ごとの時刻別平均下水流量

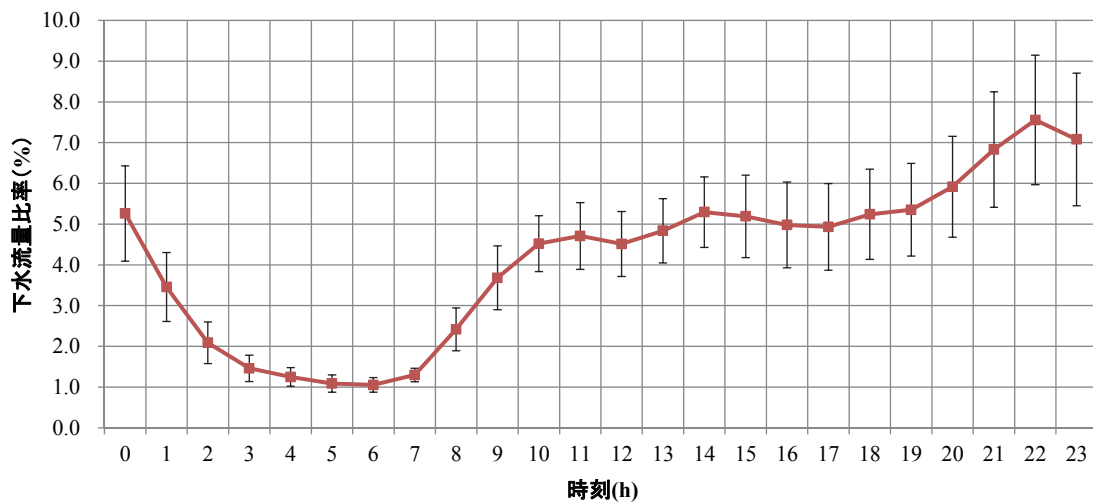


図 2-40 測点 T2 における時刻別下水流量比率

図 2-39 より、概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであるが、10 月のみ他の月に対して下水流量が小さくなっていることがわかる。

また、図 2-40 より、3～7 時にかけて谷となり、6 時頃を最低値にして立ち上がっている。そして、11 時に午前の最大値に達し、その後は 19 時まで下水流量比率の変化幅の約 1%以内とほぼ横ばいで推移するが、20 時から再び立ち上がり、22 時に 1 日の最大値に達することがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

6) 測点 S1

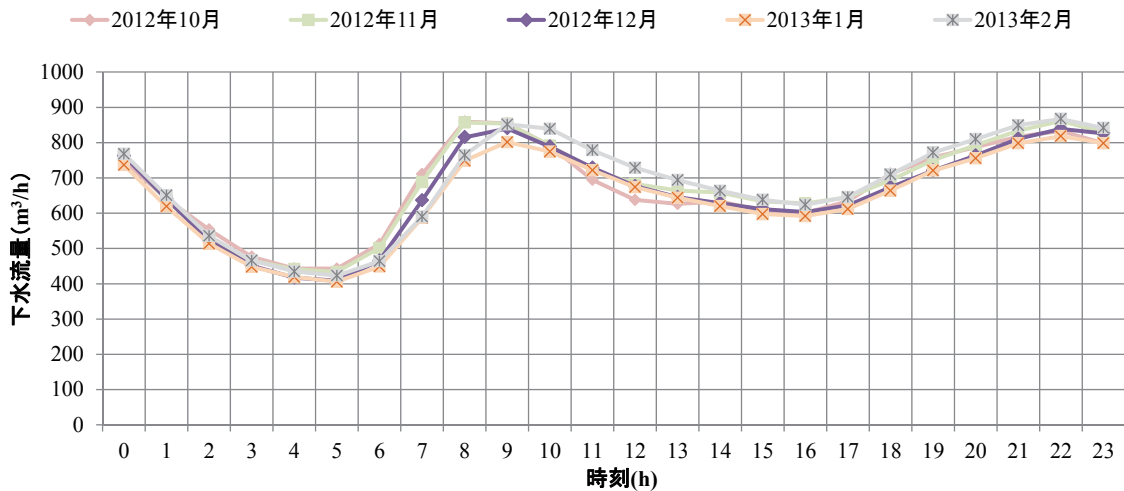


図 2-41 測点 S1 における月ごとの時刻別平均下水流量

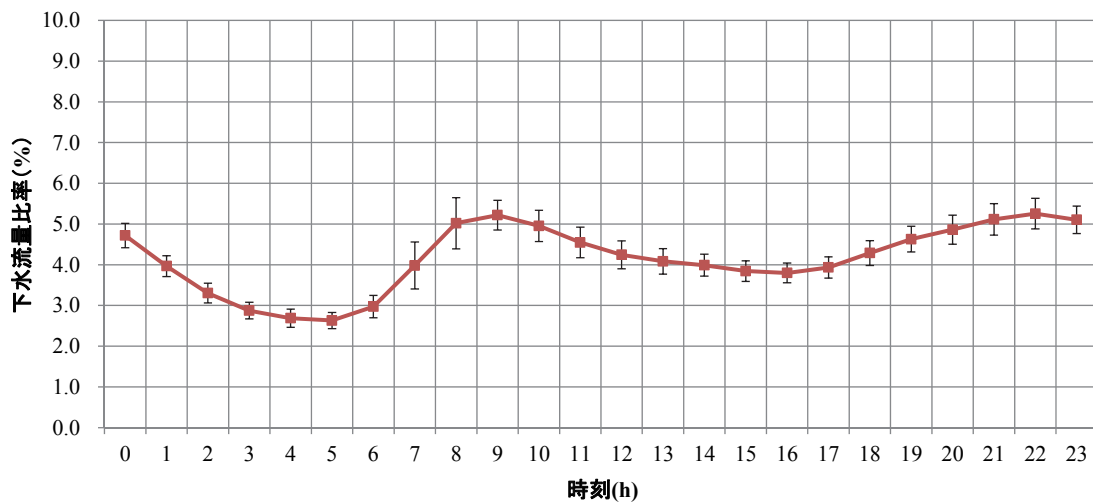


図 2-42 測点 S1 における時刻別下水流量比率

図 2-41 より, 概ねどの月も 1 日の下水流量の時刻変化の傾向は同じであることがわかる。

また, 図 2-42 より, 3~6 時にかけて谷となり, 5 時を最低値にして立ち上がっている。そして, 9 時に午前の最大値に達し, その後は 16 時にかけて緩やかに下降するが, 再び 22 時頃に向け, 午前の最大値程度まで上昇していることがわかる。以上より, 測点 S1 では下水流量のピークが 2 つの時間帯で確認できた。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

全体を通して、月ごとの時刻別平均下水流量の結果より、一部の測点を除き、ほとんどの測点で、日平均下水流量は月に関係なく概ね等しいことがわかる。

次に、時刻別下水流量比率の結果より、ほとんどの測点において、下水流量は朝方の5～7時にその日の最小比率となり、最小に達した後は徐々に上昇し、9～11時に日中の最大比率となっていることがわかる。

一方、その後の時刻の下水流量の推移は測点ごとに異なっており、主に3つのパターンがある。

まず1つ目は、日中の最大下水流量に達した後は、深夜まで概ねその値を維持するパターンである。これは測点2, 3, 5, 8, E1など、集水域内の建物用途において住宅比率が50%未満である測点に多い傾向がある。

次に2つ目は、日中の最大下水流量に達した後は、夕方の16, 17時にかけて緩やかに下降し、その後は再び22, 23時にかけて上昇するパターンである。これは測点7, 10, S1, S2といった、集水域内の建物用途において住宅比率が50%以上の測点や、測点D1, D2といった、集水域内の建物用途において業務比率が50%以上と比較的大きい測点に多い傾向である。

最後に3つ目は、日中の最大下水流量に達した後は、19, 20時まで概ねその値を維持するが、22～24時にかけて再び上昇するパターンである。これは測点T2, T3といった、集水域内の建物用途において商業比率が比較的大きい測点に見られる傾向である。

以上より、時刻別の下水流量の変動には、各測点の受け持つ集水域内の建物用途の影響が大きいと考えられる。そこで、第3章にて行う時刻別下水流量の推定では、集水域内の建物用途比率を取り入れた手法を提案する。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.4.4 平日・休日別下水流量の特徴

下水流量における平日と休日との違いについて比較する。全測点のうち、住宅施設の比率が最大の集水域となる測点 S1，商業施設の比率が最大の集水域となる測点 T2，そして業務施設の比率が最大の集水域となる測点 D2 を分析対象とする。

これらの3つの測点の分析対象データから，表 2-16 に示す平日と休日を抽出し，それらのデータを平日，休日別に，毎時ごとに下水流量を平均した時刻別平均下水流量を求める。なお，平日，休日のデータの抽出については，各月について季節の変化があまり無いと思われる中旬の時期を，また，平日，休日とも異なる曜日をなるべく選ぶようにしている。

表 2-16 抽出した各月の平日，休日

		平日	休日
測点D2	2011年6月	23, 24, 27, 28, 29日	25, 26日
	2011年7月	21, 22, 25, 26, 27日	23, 24日
	2011年8月	8, 9, 10, 11, 12日	13, 14日
	2011年9月	8, 9, 12, 13, 14日	10, 11日
	2011年10月	3, 18, 19, 20, 28日	8, 9日
	2011年11月	14, 15, 16, 17, 18日	26, 27日
	2011年12月	12, 13, 14, 15, 16日	17, 18日
	2012年1月	10, 11, 12, 13, 16日	14, 15日
	2012年2月	1, 16, 17, 20, 21日	18, 19日
測点T2・ 測点S1	2012年10月	15, 16, 25, 26, 31日	13, 14日
	2012年11月	15, 16, 19, 20, 21日	3, 4日
	2012年12月	10, 11, 12, 13日(金曜なし)	1, 8日(土曜2回)
	2013年1月	7, 8, 9, 10, 11日	19, 20日
	2013年2月	8, 21, 22日(月、火、水曜なし・金曜2回)	23, 24日

図 2-43 に3 測点における平日・休日別時刻別平均下水流量を，図 2-44 に平日下水流量に対する休日下水流量の時刻別割合を示す。

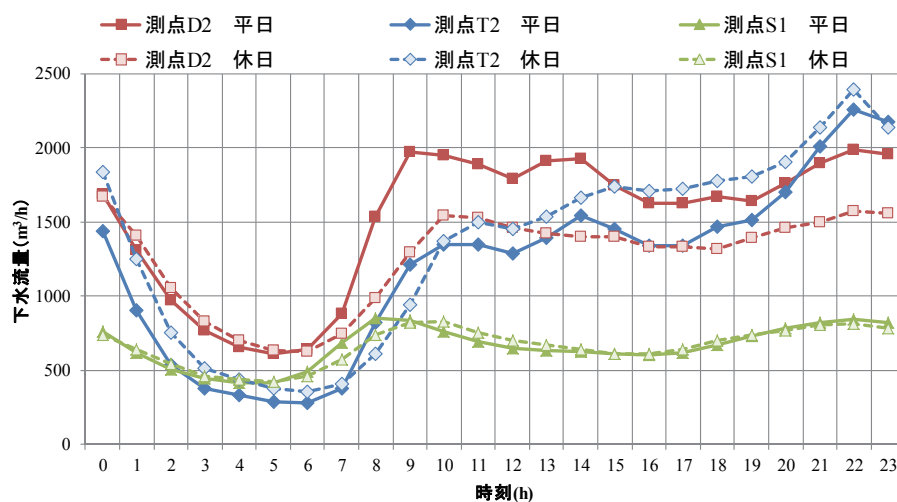


図 2-43 3 測点における平日・休日別時刻別平均下水流量

第2章 下水の流量ならびに温度実測

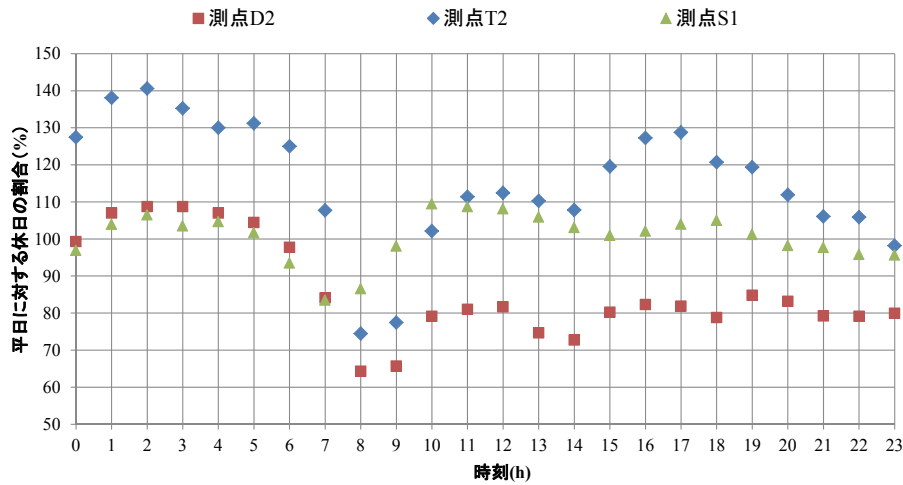


図 2-44 平日下水流量に対する休日下水流量の時刻別割合

まず、業務施設の多い測点 D2 の結果を見ると、0 時～6 時にかけては平日と休日の時間遅れも流量の差はほぼない。しかし、休日の 7 時～23 時までの時間帯では平日より 20%程度下水流量が小さくなるのがわかる。

次に、商業施設地域の測点 T2 の結果を見ると、0 時～6 時において、下水流量の立下り時間の遅れが 1 時間ほど確認できることと、下水流量が平日に比べて休日は、25～40%多いことがわかる。また、11 時～20 時の間の下水流量が、平日に比べて休日は、約 10～30%程度高い。これは、商業施設は平日よりも休日の日中が賑わうため、平日よりも休日の下水流量が増えたと考えられる。

最後に、住宅施設地域の測点 S1 の結果を見ると、平日は午前 5 時に最小流量値から立ち上がり 8 時がピークになって日中は流量が減少していく。また、夕方 17 時頃から流量が増加し、22 時で夜間のピークを迎えている。一方、休日になると、午前の立ち上がりが、6 時となり 1 時間平日とずれがある。また、午前のピークは、10 時となり、平日よりも立ち上がりの時間が緩やかである。日中から夜間にかけての挙動は同じであるが、日中の下水流量の低下にかかる時間は平日に比べて緩やかに落ちていることがわかった。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.5 下水温度実測結果

整理を行った下水温度の分析対象データを加工し、月別平均下水温度、月ごとの時刻別平均下水温度、および平日・休日別下水温度の特徴を分析した。

2.5.1 月別平均下水温度

図 2-45 に測点 1 の北野抽水所と測点 6 の海老江下水処理場を含めた、各測点における月別平均下水温度を示す。ここでの月別平均下水温度とは、下水温度の分析対象データにおいて、各月内の値を全て平均したものである。

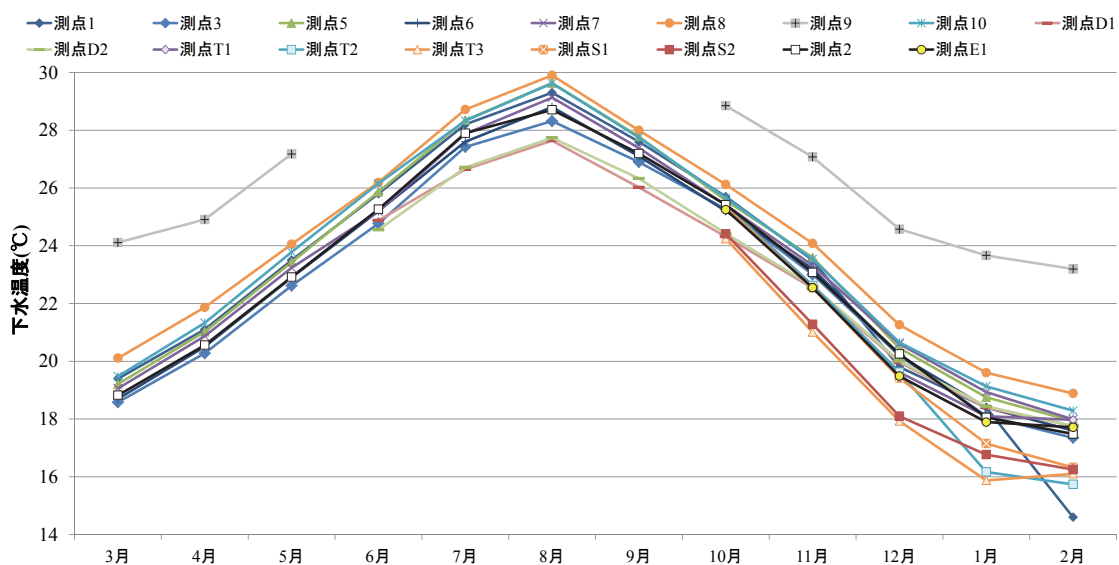


図 2-45 各測点における月別平均下水温度

まず、全体を通して、月別平均下水温度は3月から夏期にかけて上昇し、8月に年間の最大に達した後、冬期にかけて下がっていることがわかる。そして、測点9と測点1の2月を除き、各測点の月別平均下水温度はどの月においても4K 差以内の範囲に収まっていることがわかる。

次に、測点ごとに比較すると、測点9が他の測点よりも約5K 高い傾向がある。この理由としては、測点9の直近上流に温浴施設が立地しており、その排湯の影響を受けているためと考えられる。また、特に夏期において、測点D1、D2は、データが存在する他の測点よりも下水温度が低く、最も高い測点8に比べると2K 程度の差がある。これには、測点ごとに集水域面積が違ふこと、また、集水域内の建物用途が異なることが関係していると考えられる。

その他の特徴として、冬期において、測点T2、T3、S1、S2が2K 程度低いことがわかる。この原因として、これらの測点の実測を行った年が測点1～10、D1、D2の実測を行った年と異なっていることが考えられる。当然ながら、実測を行う年が異なることで外気温も異な

第2章 下水の流量ならびに温度実測

っており、下水温度にもその影響があると思われる。しかし、2011 年度に実測を行った測点 2 と、2012 年度に実測を行った測点 E1 は同一地点であり、図 2-45 ではその両点において目立った差は見られなかったことから、実測を行った年による差ではないと考えられる。

そこで、測点 T2, T3, S1, S2 の下水温度が低い要因は、やはり集水域面積の違いや集水域内の建物用途の違いが原因であると考えられる。特に、それらの測点は測点 1～10, D1, D2 と所属処理区が異なっており、集水域内の建物用途の違いが明確となっている。

ここで、海老江下水処理場内で流入してきた未処理水を計測している測点 6 と、測点 9 を除く 2011 年度に実測を行った海老江処理区域内の幹線管路上測点(測点 2, 3, 5, 7, 8, 10, D1, D2)との温度差を図 2-46 に示す。

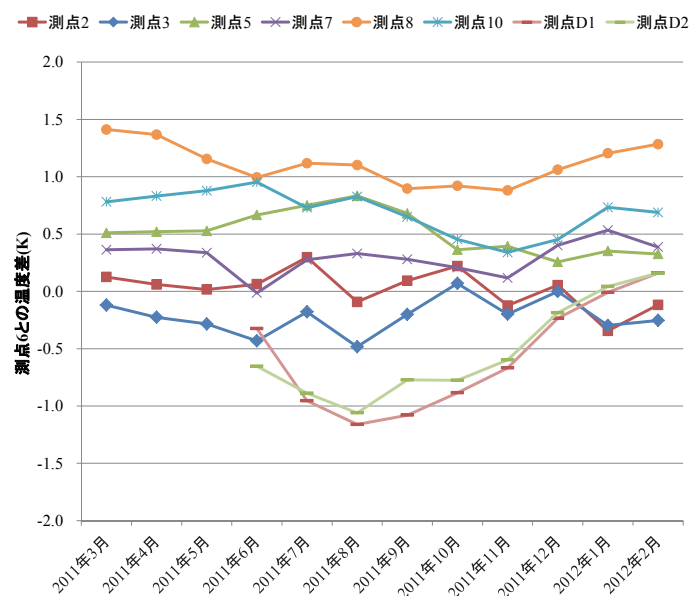


図 2-46 海老江処理場へ流入する未処理水温度（測点 6）との温度差

図 2-46 より、測点 6 の月別平均下水温度は、測点 8, D1, D2 の一部の月を除き、対象測点との温度差が $\pm 1.0\text{K}$ の範囲内に収まっていることがわかる。このことより、ある下水処理場で計測されたデータから算出した月別平均下水温度の値を、その処理区域全体のさまざまな幹線管路上地点における月別平均下水温度の値として用いても大差はないことがわかった。つまり、下水処理場で常時下水温度を計測することで、その処理区域全体の月平均下水温度を把握することが可能であるとわかった。

次に、近隣に温浴施設が存在が確認された測点 9 を除いた全ての測点の月別平均下水温度を月ごとに平均した全測点月別平均下水温度を月別平均外気温^[10]とともに図 2-47 に示す。なお、月別平均外気温は大阪管区气象台における 2011 年度の大阪市のデータを用いている。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

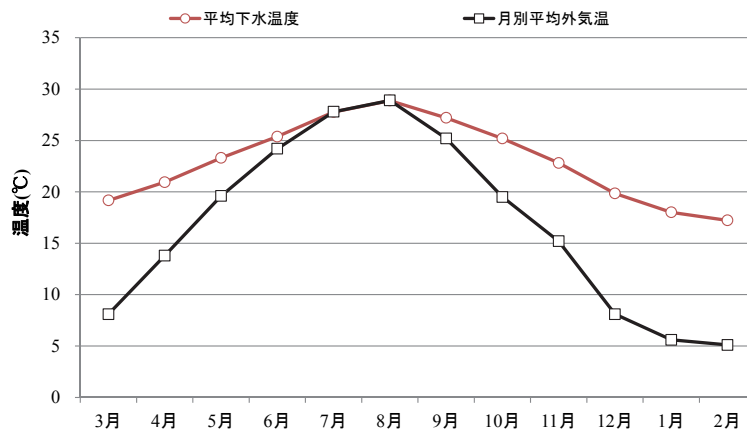


図 2-47 全測点月別平均下水温度と月別平均外気温

結果を見ると、下水温度は外気温と類似した推移をしており、外気温と同様に 8 月に最高、2 月に最低温度を記録していることがわかる。このことから、下水温度は外気温の影響を受けていることが考えられる。また、下水温度と外気温の温度差は、冬期(12～3 月)に 10K 以上、中間期(4, 5, 10, 11 月)に 5K 程度である。一方、夏季は下水温度と外気温の温度差はほとんどないことがわかった。

2.5.2 時刻別平均下水温度

時刻別の下水温度の特徴について分析を行う。以下に、一部の測点（測点 1, 3, 6, 7, 9, D2, T2, S1）における、月ごとの時刻別平均下水温度と、季節別に表した月別平均下水温度からの時刻変動幅(以下、時刻変動幅)を示す。また、付録にてその他の測点の結果も示す。

月ごとの時刻別平均下水温度とは、下水温度の分析対象データにおいて、各月毎時ごとに下水温度を平均したものである。また、時刻変動幅とは、各月の平均下水温度を基準として月ごとの時刻別平均下水温度との差を求めたものであり、以下では各月の時刻変動幅を季節ごとに平均して表している。なお、ここでの季節とは、中間期①(4, 5 月)、夏季(6～9 月)、中間期②(10, 11 月)、冬季(12～3 月)の 4 つのことである。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

1) 測点 1(北野抽水所)

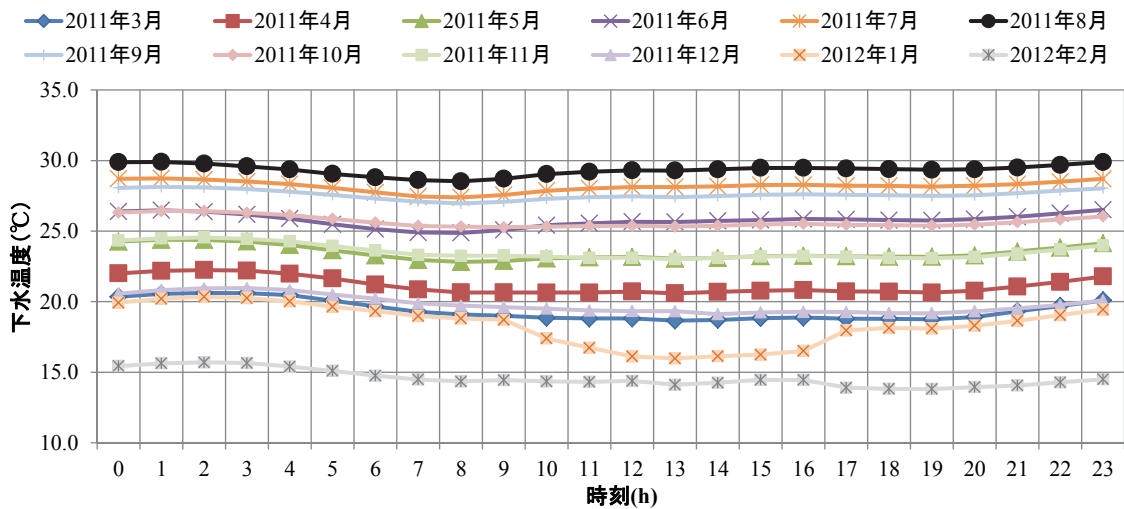


図 2-48 測点 1 における月ごとの時刻別平均下水温度

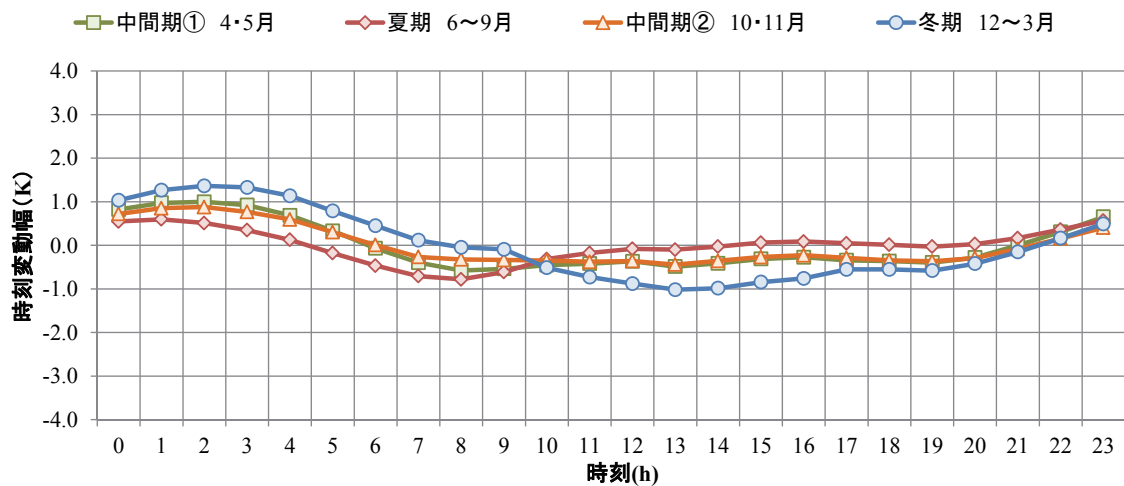


図 2-49 測点 1 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-48 より、最暖月と最寒月で約 15K の温度差があることがわかるが、1 月を除いてどの月も下水温度の時刻変動はほとんど見られない。

また、図 2-49 より、冬季を除いて各季節の 1 日の下水温度の変化は約 2K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは、23 時から朝方にかけてであり、日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じであることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2) 測点 3

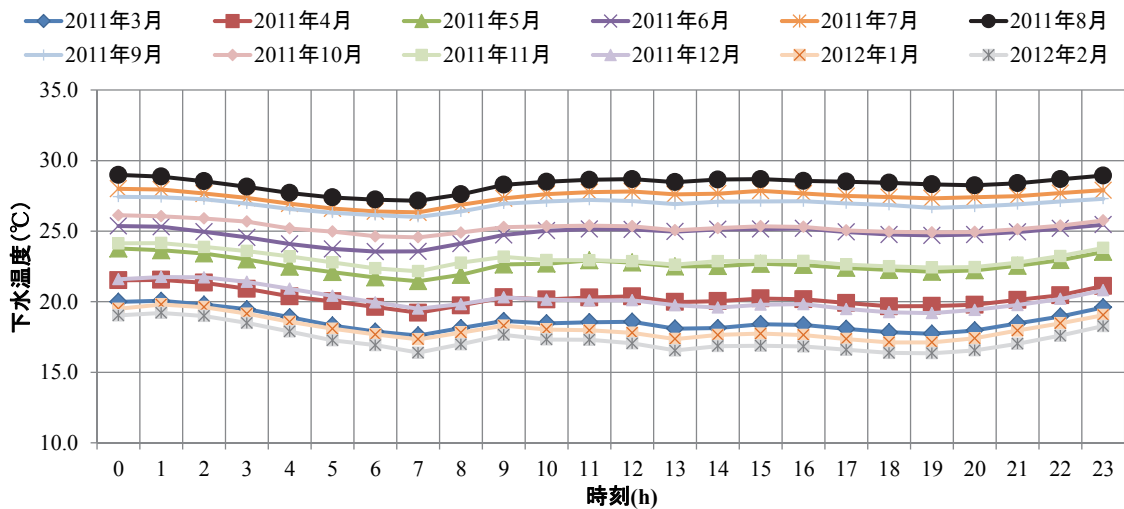


図 2-50 測点 3 における月ごとの時刻別平均下水温度

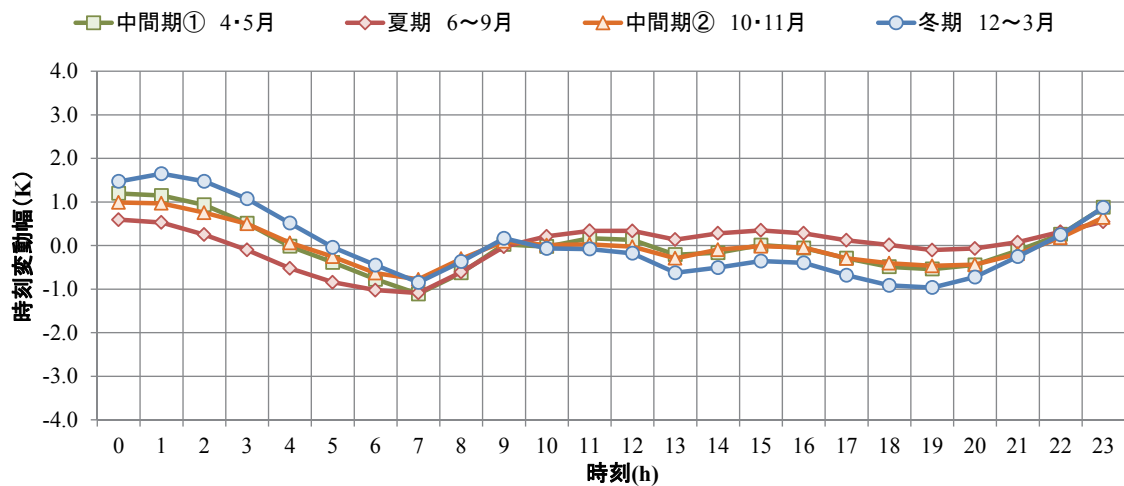


図 2-51 測点 3 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-50 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかる。そして、どの月も 0 時から 7 時頃かけ下水温度が若干低下しているが、それ以外の時刻変動はほぼ見られない。

また、図 2-51 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 3 K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは、22 時から朝方にかけてであり日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じであることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

3) 測点 6(海老江下水処理場)

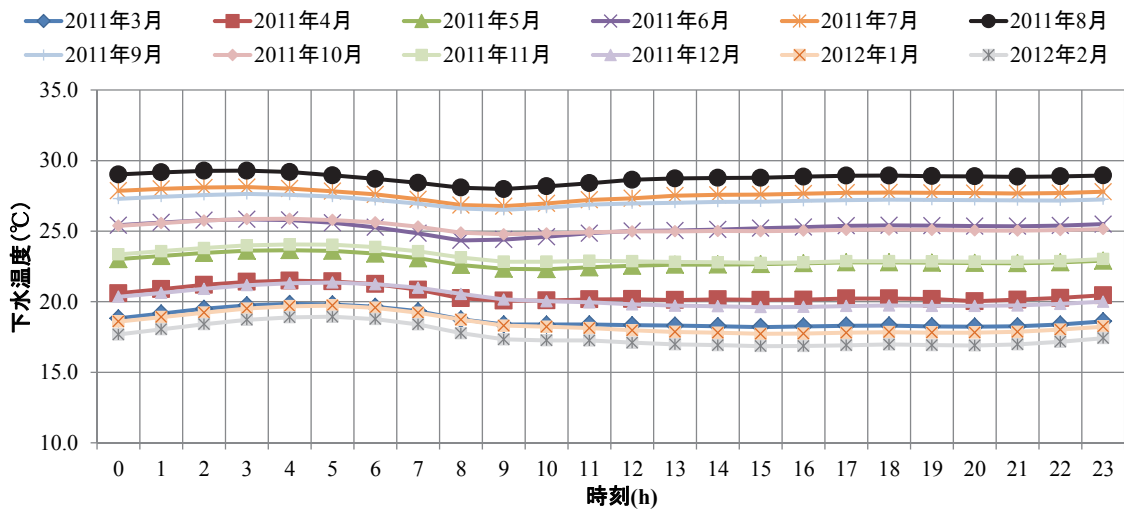


図 2-52 測点 6 における月ごとの時刻別平均下水温度

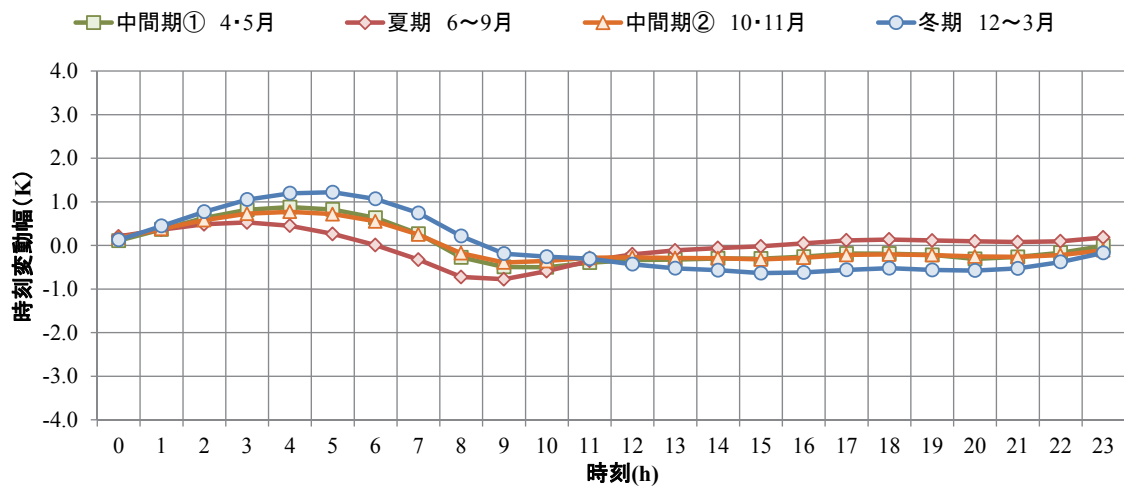


図 2-53 測点 6 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-52 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかるが、どの月も下水温度の時刻変動はほとんど見られない。

また、図 2-53 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 2K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは主に午前中であり、日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じであることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

4) 測点 7

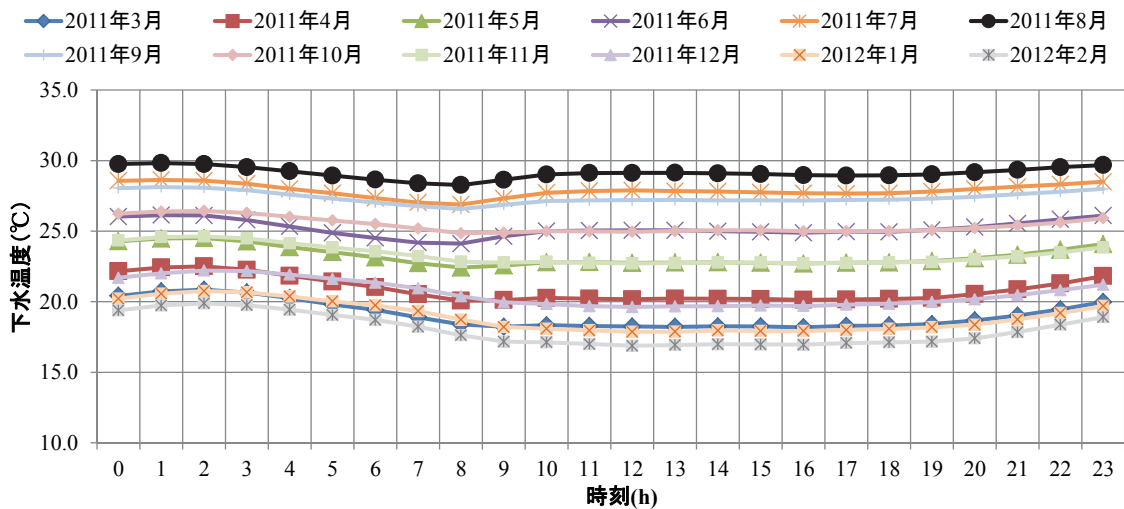


図 2-54 測点 7 における月ごとの時刻別平均下水温度

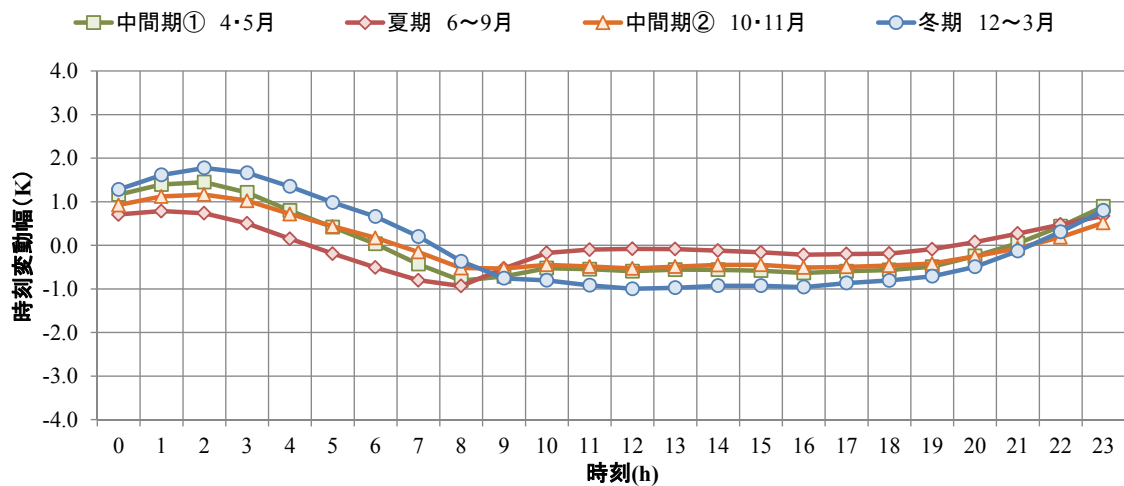


図 2-55 測点 7 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-54 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかるが、どの月も下水温度の時刻変動はほとんど見られない。

また、図 2-55 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 3 K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは、22 時から朝方にかけてであり、日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じであることがわかる。

その他、図 2-55 より、下水温度の時刻変動は夏期より冬期の方が大きいことがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

5) 測点 9

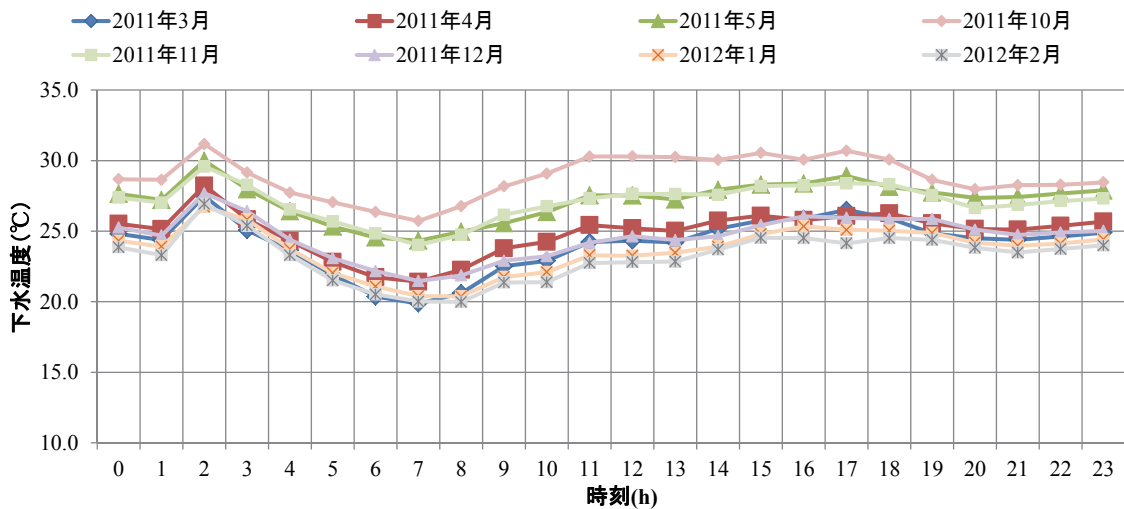


図 2-56 測点 9 における月ごとの時刻別平均下水温度

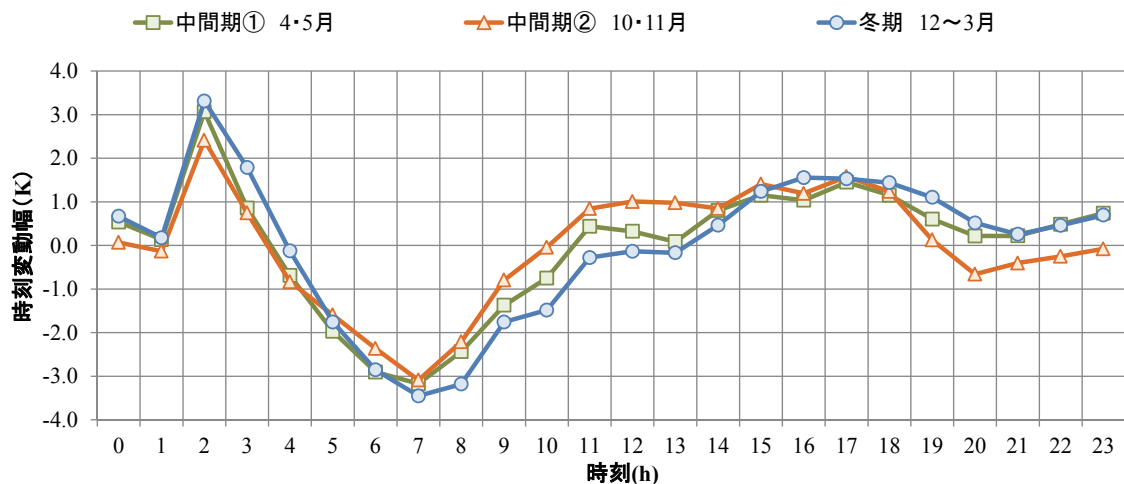


図 2-57 測点 9 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-56 より，最暖月と最寒月で 5 K 程度の温度差しかないことがわかる．一方，どの月も 2 時から 7 時にかけて 5K 下水温度が低下しているが，11 時から 1 時までは時刻変動はほとんど見られない．

また，図 2-57 より，各季節の 1 日の下水温度の変化幅は約 8K と大きく，特に 2 時から 7 時にかけて，平均下水温度との差が大きくなっていることがわかる．

なお，この測点 9 は，他の測点よりも約 5°C 高い傾向があった．これは，測点 9 の直近上流にスーパー銭湯の温浴施設が立地しており，その排湯の影響を受けているためと考えられる．

第2章 下水の流量ならびに温度実測

6) 測点 D2

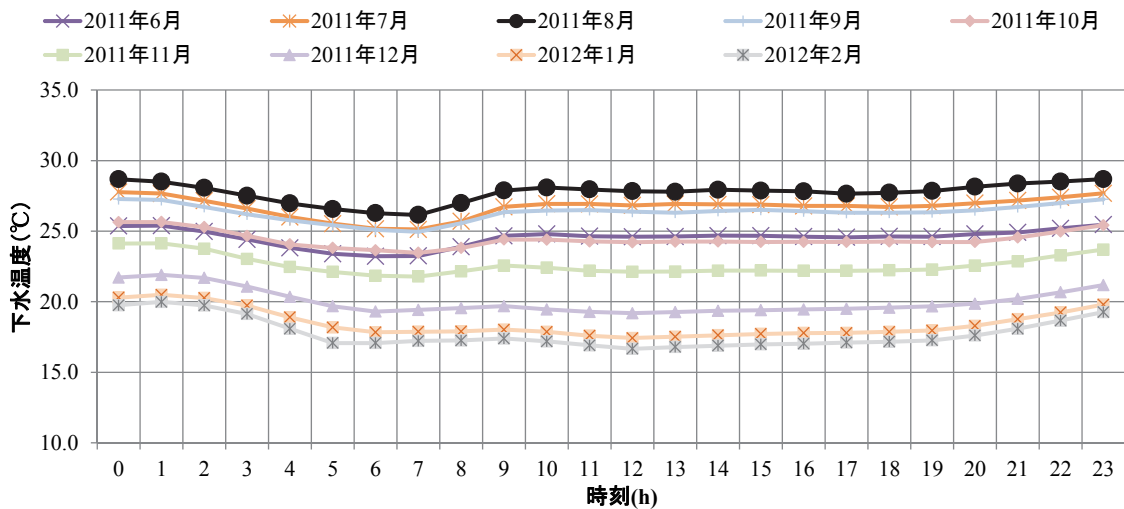


図 2-58 測点 D2 における月ごとの時刻別平均下水温度

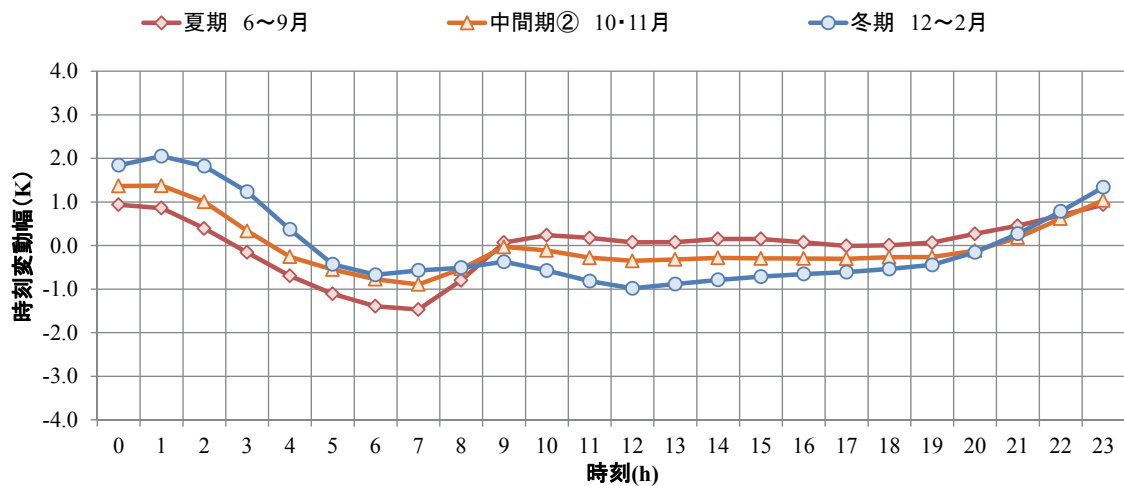


図 2-59 測点 D2 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-58 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかる。そして、どの月も明け方にかけて下水温度が若干低下しているが、それ以外の大きな時刻変動は見られない。

また、図 2-59 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 3 K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは、20 時から朝方にかけてであり、日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じであることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

7) 測点 T2

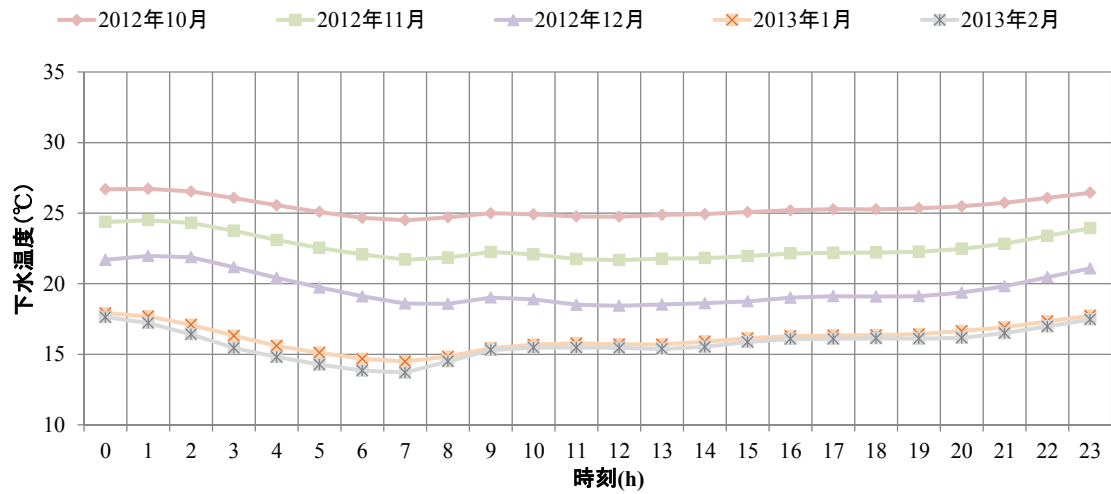


図 2-60 測点 T2 における月ごとの時刻別平均下水温度

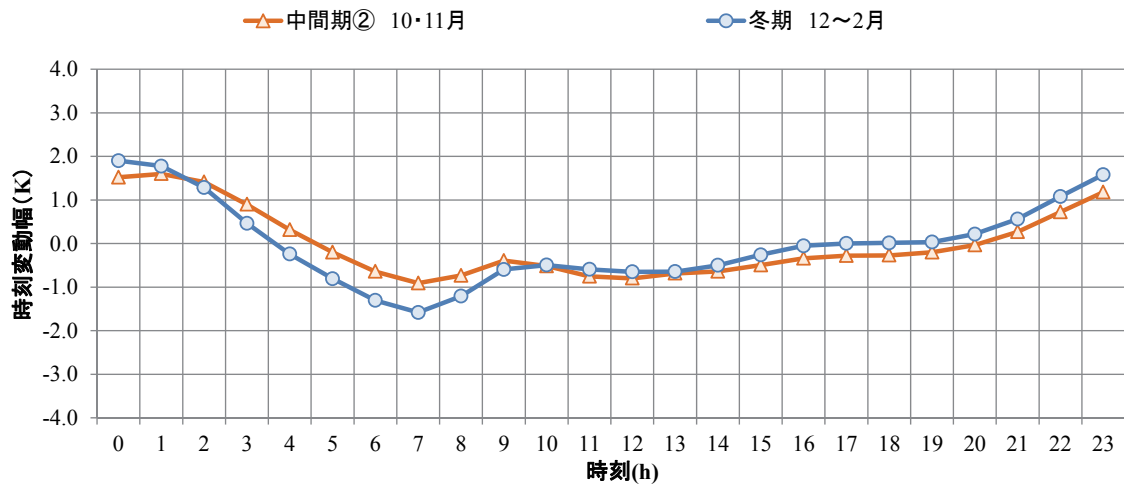


図 2-61 測点 T2 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-60 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかる。そして、どの月も明け方にかけて下水温度が若干低下しているが、それ以外の大きな時刻変動は見られない。

また、図 2-61 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 3 K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは 22 時から朝方にかけてであり、日中の下水温度は概ね平均下水温度と同じとなっていることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

8) 測点 S1

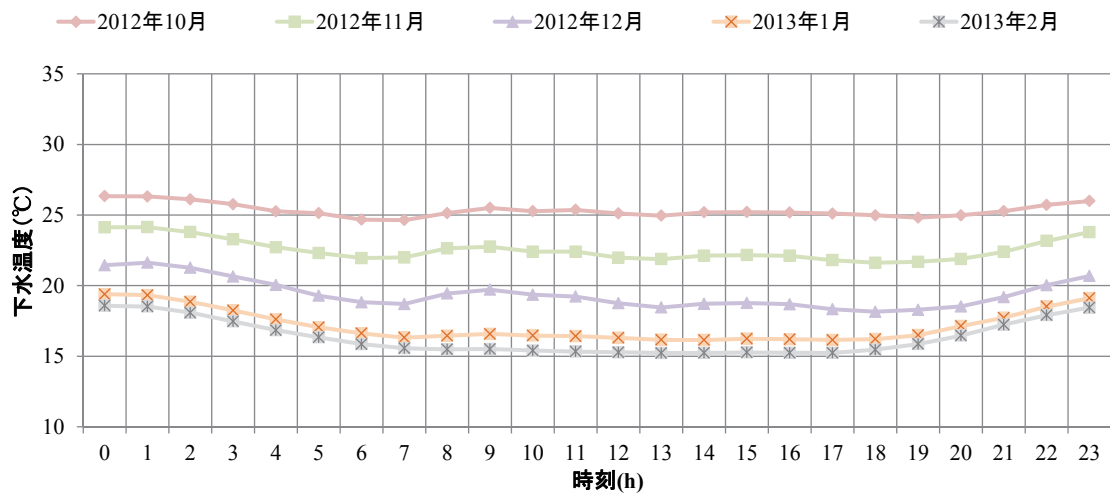


図 2-62 測点 S1 における月ごとの時刻別平均下水温度

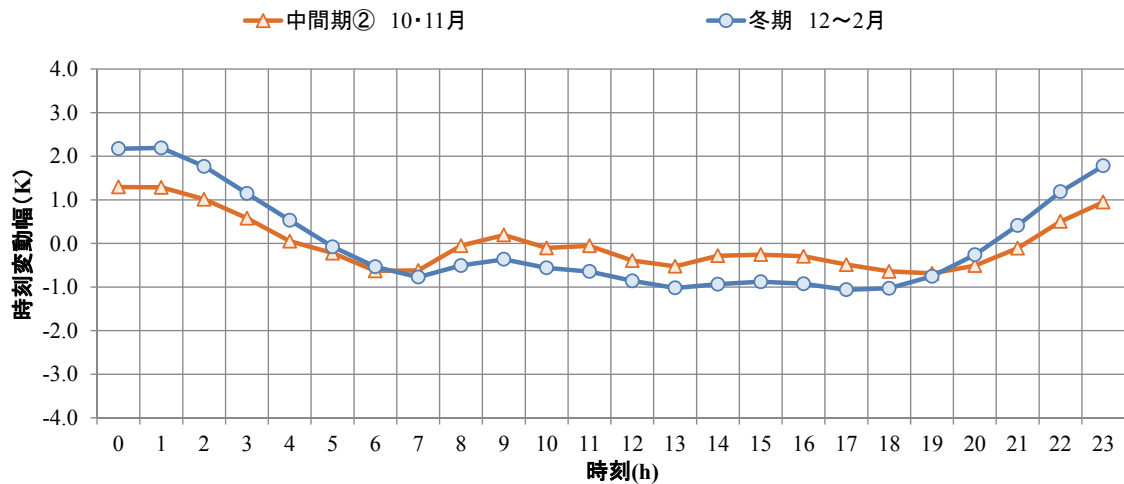


図 2-63 測点 S1 における季節別に表した時刻変動幅

図 2-62 より、最暖月と最寒月で約 10 K の温度差があることがわかる。そして、どの月も深夜にかけ下水温度が若干上昇しているが、それ以外の大きな時刻変動は見られない。

また、図 2-63 より、各季節の 1 日の下水温度の変化は約 3 K の範囲内に収まっており、平均下水温度との差が生じるのは 22 時から朝方にかけてであり、日中の下水温度はほとんど平均下水温度と同じとなっていることがわかる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

全体を通し、時刻別平均下水温度の結果より、外気温が高い月になるにつれて、下水温度も高くなる傾向があり、年間データの存在する測点では、測点9を除き、どの時刻においても最暖月と最寒月の下水温度に約10Kの温度差があることがわかる。また、下水温度は時刻変動するものの、その変動幅は月ごとの平均下水温度の差に比べると小さいことがわかる。

次に、季節別に表した時刻変動幅の結果より、測点1, 6, 9を除く測点において、どの季節においても、朝方の6~8時に下水温度が2~3K程度低下し、その後、深夜に上昇していることがわかる。この要因として、深夜にかけて入浴に伴う給湯使用量が多くなること、また、朝方にかけて外気温が低下することが考えられる。

一方、それ以外の時間帯である日中においては、下水温度に著しい変化は見られないが、測点によっては時刻変動幅が午前中にマイナスの値から0に戻るところや、夕方頃によりやくマイナスの値から0に戻るところがある。

また、この下水温度の時刻変動は季節によって異なることがわかる。例えば、測点3の2時における時刻変動幅は、冬季と夏季で1K以上離れている。

その他、測点1(北野抽水所)と測点6(海老江下水処理場)の時刻変動幅は、幹線管路上測点の時刻変動幅と比べ、変動する範囲が小さいことがわかる。これは、多くの下水が集まる下水施設であるからだと考えられる。そして、幹線管路上測点では1~3時に下水温度が山となって上昇するのに対し、海老江下水処理場の測点6では、山が3~5時に表れており、ずれている。これは、下水処理場が下水管路の下流末端であることから、下水の流下遅れのためだと考えられる。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.5.3 平日・休日別下水温度

平日と休日との違いによる下水温度の特徴を確認する。下水流量時と同様に、集水域内の建物用途比率が大きく異なる測点 D2, T2, S1 において、表 2-16 に示す平日と休日を抽出し、それらのデータを平日、休日別に毎時ごとに平均した時刻別平均下水温度を求める。結果を図 2-64 に示す。

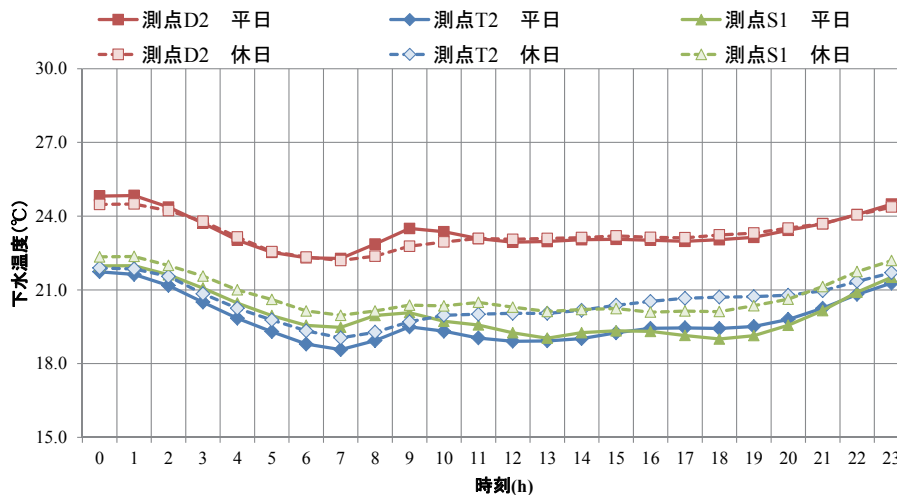


図 2-64 3 測点における平日・休日別時刻別平均下水温度

結果として、測点 D2 と残りの 2 点とのように測点による温度差が約 2~3℃程度しかないことが確認できる。また、平日と休日で最大で 1.5K 程度の下水温度の差があることがわかる。

測点別に見ると、測点 D2 は 9 時頃を除いて、平日と休日ではほとんど下水温度は変わらない。平日の 9 時頃に下水温度が上昇するのは、測点 D2 は業務施設が多い地域のため、平日に会社へ出勤した人が水を使用することが影響していると考えられる。

次に、測点 T2 では、主に休日の日中に下水温度が平日よりも高くなっている。これは、測点 T2 が商業施設の多い地域であり、平日よりも飲食店などからの排水が多くなるためだと考えられる。

最後に、測点 S1 は測点 T2 と同様に、休日の日中に下水温度が平日よりも高くなっている。これは、測点 S1 が住宅施設の多い地域であり、人々が平日よりも家に居る時間が長いことが影響していると考えられる。

2.6 他都市の下水処理場における下水温度の比較

本論文では、下水温度の地域特性を比較するため、他都市との下水温度の比較を行い検討する。以降に検討結果を示す。

2.6.1 月別平均下水温度

入手したデータから降水日(各都市の气象台で降水が観測された日とその翌日)のデータを除外して月ごとに平均し、月別平均下水温度を算出した。以下の図 2-65 に各都市の代表下水処理場の月別平均下水温度を示す。

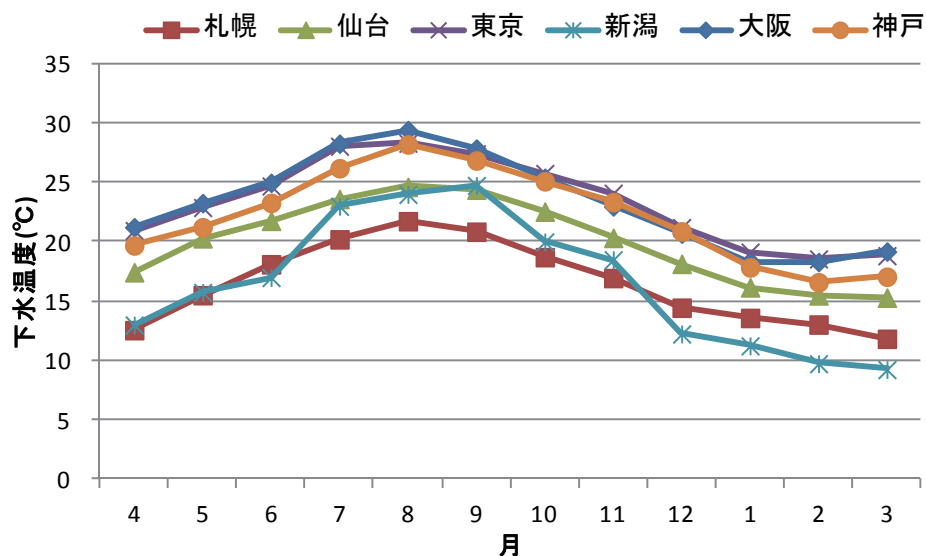


図 2-65 各都市の月別平均下水温度と外気温^[16]

図 2-65 より、実測した年が異なるものの、どの都市においても挙動は類似していることがわかる。なお、新潟市は、下水温度は法定検査時に取水した後の温度である可能性があり、精度が不明である。下水温度は東京、大阪、神戸における都市部の下水温度はほとんど変わらないことがわかった。また、緯度経度に合わせ、北に行くほど下水温度が下がっていくことがわかった。そのため、外気温の違いによる下水温度への影響がありそうであることが確認できた。

2.6.2 時刻変動幅

下水処理場において、1 年分の時刻別下水の温度データが存在する仙台、神戸において、時刻変動幅も比較した。以下の図 2-66～図 2-69 に、大阪市の場合と同様に、各月の時刻変動幅を中間期①(4, 5 月)、夏季(6～9 月)、中間期②(10, 11 月)、冬季(12～3 月)の 4 つの季節別に平均した結果を示す。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

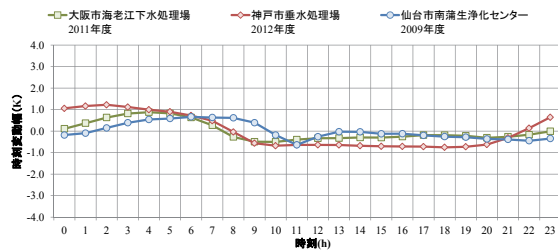


図 2-66 中間期①の時刻変動幅

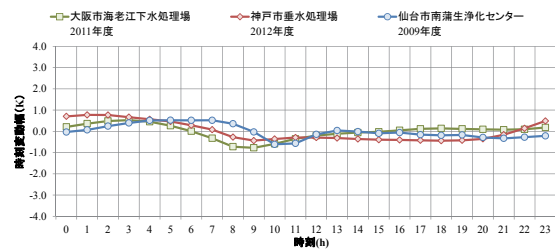


図 2-67 夏期の時刻変動幅

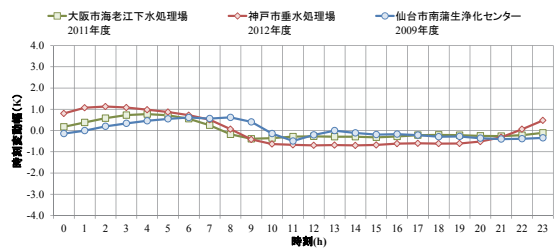


図 2-68 中間期②の時刻変動幅

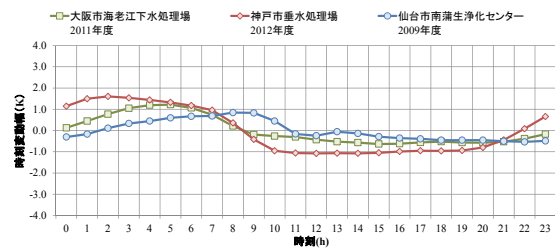


図 2-69 冬期の時刻変動幅

図 2-66～図 2-69 より、どの都市どの季節においても時刻変動幅は概ね-1.0～2.0K の範囲に収まっており、かつ、夜間から朝方にかけて下水温度が上昇していることがわかる。

ここで、大阪(海老江下水処理場)と比較すると、仙台は上昇する時間が朝方にずれ込んでいる。これは、南蒲生浄化センターが仙台市の市街地から離れているため下水の流下遅れが生じていることが影響していると考えられるが、実態は不明である。

また、神戸は大阪と比べ、上昇し始める時間が早い。これは、垂水処理場が市街地の近くにあり、下水の流下時間が短いためだと考えられる。しかし、これについても実態は不明である。

各季節の結果を通し、温度上昇する時間に差はあるものの、各都市の処理場における時刻変動幅は、概ね似たような推移をとることがわかった。このことより、大阪市以外における下水処理場における下水温度の時刻変動幅は、大阪市の幹線管路上地点の時刻変動幅と類似した傾向をとることがわかった。他都市の幹線管路上地点の下水温度データがないため、下水管路上での特徴も同じであるかの確認はできないが、晴天日の下水の温度は下水処理場で計測されている温度を活用でき、時刻変動はほとんどないことがどの都市においてもわかった。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

2.7 まとめ

本章では、大阪市内の数十地点における下水の流量ならびに温度の実測を行い、晴天日を対象として検討を行った。

まず、下水流量については、各測点における月ごとの時刻別平均下水流量の結果より、ほとんどの測点で月ごとに下水流量は変わらないことがわかった。また、各測点における時刻別下水流量比率の結果より、ほとんどの測点において下水流量は朝方の5～7時に一日の最小となり、その後9～11時には深夜の下水流量と同じくらいまで回復することがわかった。そして、午後の下水流量の変動は測点ごとに異なることがわかった。

次に、下水温度の実測結果より、測点ごとの月別平均下水温度はどの月においても4℃差以内の範囲に収まっていることがわかった。特に、下水処理場の月別平均下水温度は、その処理区内の温泉施設近傍を除く幹線管路上測点における月別平均下水温度とほとんど $\pm 1.0\text{K}$ 以内の差しかないことがわかり、下水処理場で常時下水温度を計測することで、その処理区域全体の月別平均下水温度を把握することが可能であると考えられた。また、時刻別平均下水温度の結果より、下水温度は時刻変動するものの、その変動幅は月ごとの平均下水温度の差に比べると小さいことがわかった。その他、温泉施設近傍を除く幹線管路上測点では、季節ごとに似たような時刻変動をするが、抽水所や処理場では幹線管路上測点と異なり、時刻変動する範囲が小さく、かつ、下水温度のピークとなる時間帯が朝方にずれ込むことがわかった。

最後に、各都市の下水処理場における下水温度の実測結果より、月別平均下水温度を比較すると、大阪、東京、神戸の都市部はほぼ同じ温度であったが、緯度経度に併せて下水の温度は北に向かうほど下水温度が下がることがわかった。また、時刻変動幅を比較した結果、下水温度のピークとなる時間に違いが見られたが、これは都市間での違いではなく、市街地と下水処理施設の距離の違いによる影響も考えられるが、その実態は不明である。

第2章 下水の流量ならびに温度実測

【参考文献】

- [10] 国土交通省気象庁 HP, <http://www.jma.go.jp/jma/index.html>, 閲覧日 2013 年 7 月 1 日
- [11] メテオ電子 水位計, <http://www4.ocn.ne.jp/~meteo/Menu1.htm>, 閲覧日 2013 年 2 月 08
- [12] 日本ハイコン株式会社 HP, http://www.hicon.co.jp/product/m2000/m2000_spec.htm, 閲覧日 2014 年 2 月 8 日
- [13] パシコ貿易株式会社 HP, <http://www.pacico.co.jp>, 閲覧日 2014 年 2 月 8 日
- [14] クリマテック株式会社 HP, http://www.weather.co.jp/catalog_html/hobo/U-DT-1.htm, 閲覧日 2014 年 2 月 8 日
- [15] 国土交通省河川砂防技術基準調査編第 2 章第 4 節-12,
http://www.mlit.go.jp/river/shishin_guideline/gijutsu/gijutsukijunn/chousa/index.html
国土交通省, 閲覧日 2014 年 2 月 8 日
- [16] NEDO 次世代型ヒートポンプ研究開発／都市域における下水管路網を活用した下水熱利用・熱融通技術成果報告書, NEDO, 2014 年

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

第 3 章 下水の流量・温度推定法の提案

3.1 はじめに

本章では、広域での下水熱利用適用の可能性を熱受給バランスにより検討するために、供給側に位置する下水熱ポテンシャル算出のために下水管路上での下水流量と温度を推定する手法を提案する。本研究では、都市内の各地点における日平均下水流量と時刻別平均下水流量を推定する方法を提案して推定を行い、第 2 章で述べた大阪市内の実測結果との比較から、その推定方法の精度検証を行う。

また、第 2 章での大阪市内における下水温度の実測結果から、月ごとの時刻別平均下水温度を推定する方法を提案し、その推定精度を検証する。その他、降水時における下水温度の低下に関する検討も行う。

また、提案する下水流量と温度の推定方法が 1 つの都市だけでなく、他都市でも適用可能であるかの検証も行う。

3.2 下水流量推定法の提案

下水管路途中での下水流量推定法は、実測を行わなくても、下水処理場などで計測されている既存の情報から、推定が行えることが望ましい。また、下水熱利用の導入を企画・検討・設計するためには、最小流量時でも安定的なシステム運用が可能か否かの検討が重要となる。そのため、本研究では晴天日における下水管路を流れる流量を推定する手法として、以下の3つの手法について提案し検証を行う。

① 上水消費量原単位を用いた推定法

実測を行う必要が無く、最も簡易な手法であると考えられる上水消費量原単位を使用して任意の地点における下水流量を推定する手法。

② 実測流量を用いた推定手法

第2章において実測された流量を用い、実測流量補正分配法として、一つの管路上の実測された2点間の流量を推定する手法。

③ 既知流量情報を用いた推定法

下水処理場等の既知の流量実測値を用いて、任意の地点における流量を推定する。集水面積比率分配法、建物延床面積比率分配法により日平均流量を推定し、時刻別の流量までを推定する手法。

3.2.1 上水消費量原単位を用いた推定法

まずは、上水消費量原単位単純積み上げ法を試みる。この手法の概念図を図 3-1 に示す。この手法では、晴天日下水流量は、各建物で使用する上水量と等しいと想定し、推定したい場所のマンホールが受け持つ集水域より上流のマンホールに接続されている建物からの排水量を積算することで求める。そのため、まずは推定したいマンホールより上流のマンホールに接続されている排水量を、式 3-1 を用いて求め、推定したい地点の流量は、式 3-2 により求める。

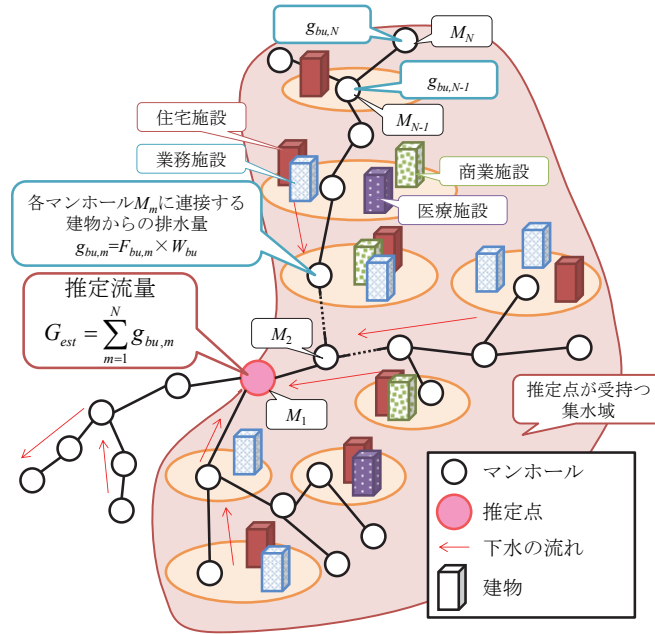


図 3-1 上水消費量原単位単純積み上げ法の概念図

$$g_{bu,m} = F_{bu,m} \times W_{bu} \quad \text{式 3-1}$$

$$G_{est} = \sum_{m=1}^N g_{bu,m} \quad \text{式 3-2}$$

$g_{bu,m}$:マンホール M_m に接続されている建物からの排水量($\text{m}^3/\text{日}$), F_{bu} :建物用途別延床面積 (m^2), W_{bu} :建物用途別上水消費量原単位^{[22] [23]}($\text{m}^3/\text{年} \cdot \text{m}^2$), G_{est} :推定したい地点の流量 ($\text{m}^3/\text{日}$), N :推定する集水域内のマンホール数, 添え字 bu は建物用途を, est は推定地点を示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

用いた上水消費量原単位を表 3-1 に示す。上水消費量原単位は、年間を通じて季節等の変化はなく、1日あたりの消費量を示しているものであるため、日積算量により実測値と推定値との比較を行う。推定結果を図 3-2 に示す。

結果を見ると、実測値に対して推定値は、60%～1,100%程度と誤差が大きくなった。ここで、川村ら^[6]の報告にて提案された上水消費量原単位を用いた推定手法では、推定誤差が本論文よりも小さいため適用が可能と思われたため、川村らが用いた上水消費量原単位を適用して比較したが、実測値に対する推定値は、60%～345%程度と誤差は大きかった。

このような誤差が生じる理由を明らかにすることはできないが、用いた原単位の値が実態との差が大きい可能性や、管路途中から流入流出する不明水の問題などがあげられる。そのため、上水消費量原単位を用いた推定手法よりも、推定精度が高くモデル化可能な推定法の提案が必要といえる。

表 3-1 上水消費量原単位^[22]

建物用途	住宅 施設	業務 施設	商業 施設	宿泊 施設
上水消費量原単位 (m ³ /年・m ²)	15.35	1.78	2.83	3.63

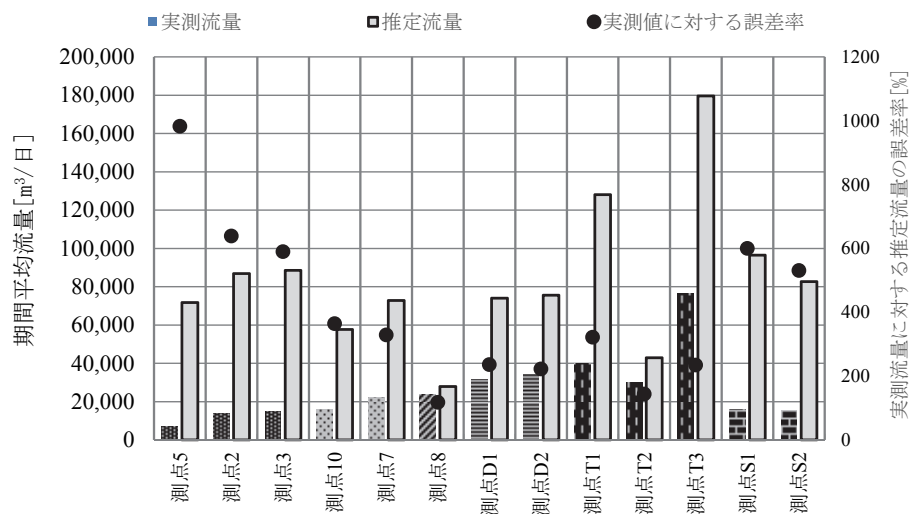


図 3-2 上水消費量原単位による推定値と実測値との比較

3.2.2 実測流量を用いた推定法

本節では、実測流量を用いた流量推定法を提案する。

1. 実測流量補正分配法（距離内分法）

実測流量を用いた下水流量推定法として、実測流量補正分配法（距離内分法）を提案する。この手法は、推定したい区間の上流と下流において実測を行い、2点の実測流量を、2つの実測点と推定点の距離の比で内分することで、管路に流れる日積算下水流量を推定する。時刻変動については実測点の時刻別流量比を利用する。図3-3に実測流量補正分配法の概念図を示す。以下に、実測流量補正分配法の推定手順を示す。

<推定手順>

- ① 推定したい地点よりも上流と下流で、計2か所の下水流量実測を行い、その地点での日積算流量を求める。
- ② 実測した2点の日積算流量を、式3-3に示す通り推定点と下流側実測点の距離、推定点と上流側実測点の距離で内分して日積算推定流量を求める。
- ③ 実測した地点の時刻別の流量比率を求め、推定した流量日積算値に乗じて時刻別変動を算出する。

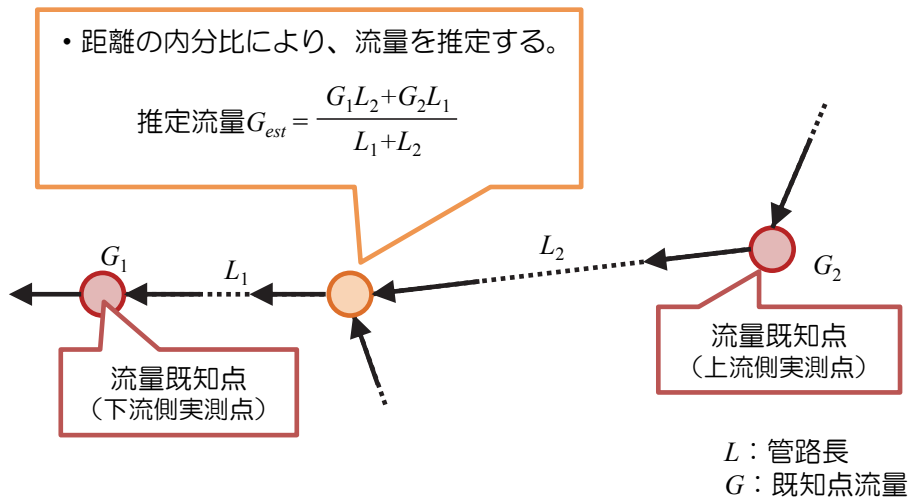


図 3-3 下水流量推定法（距離内分法）概念図

$$G_{est} = \frac{L_2 G_1 + L_1 G_2}{L_1 + L_2} \quad \text{式 3-3}$$

L_1 : 下流側実測点から推定点までの幹線距離(m), L_2 : 上流側実測点から推定点までの幹線距離(m), G_1 : 下流側実測点での実測流量($\text{m}^3/\text{日}$), G_2 : 上流側実測点での実測流量($\text{m}^3/\text{日}$)

II. 実測流量補正分配法（距離内分法）による推定結果

ここでは第2章で示した測点5の実測流量と、測点3における日積算実測流量を使用し、実測流量補正分配法（距離内分法）を用いて測点2について日積算推定流量を求め、実測値との比較を行う。なお、実測地点から推定地点までの管路長は、大阪市については、大阪市建設局の下水道台帳より把握することができる。また、測点5、測点2、測点3の時刻別下水流量のデータは第2章で示した第1期の晴天時の時刻別流量の平均値を用いた。図3-4に日積算推定値と実測値を示す。

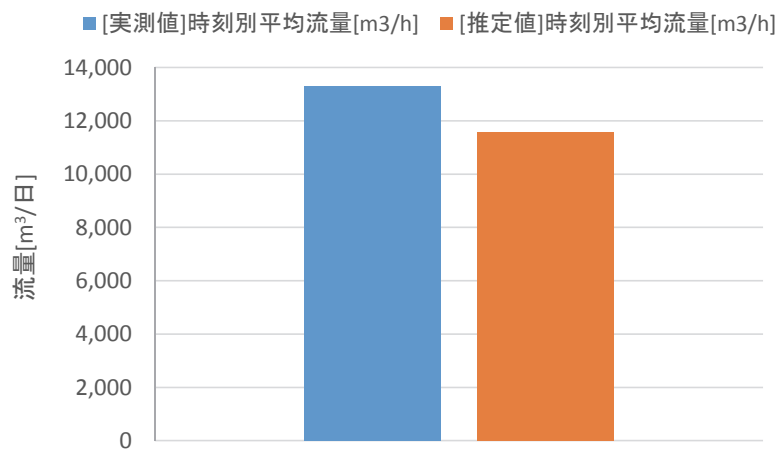


図 3-4 測点2における実測流量補正分配法（距離内分法）による推定値と実測値の比較

図3-4の結果より推定を行った測点2において、日積算値を誤差±15%以内で推定できていることがわかる。

次に、時刻別流量推定値について、測点3の時刻別流量比率を測点の日積算推定値に乘じることで算出した。図3-5に時刻別推定値と実測値との比較を示す。また表3-2に測点5、測点2、測点3の実測流量と推定流量、時刻別流量比率、各測点間の距離を示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

表 3-2 測点2 の下水流量推定

測点	測点5		→	測点2			→	測点3	
項目	[実測値] 時刻別 平均流量 [m³/h]	流量 比率 [%]		[実測値] 時刻別平 均流量 [m³/h]	[推定値] 時刻別平 均流量 [m³/h]	実測値に 対する推 定値の比 率[-]		[実測値] 時刻別 平均流量 [m³/h]	流量 比率 [%]
時刻	0	318	4.36	562	502	0.895		614	4.34
	1	290	3.97	491	422	0.860		516	3.64
	2	261	3.58	436	357	0.820		436	3.08
	3	239	3.27	395	323	0.816		394	2.79
	4	225	3.08	371	295	0.794		361	2.55
	5	223	3.05	369	288	0.780		352	2.48
	6	241	3.31	410	317	0.772		388	2.74
	7	291	3.99	538	409	0.761		500	3.53
	8	326	4.46	659	537	0.814		656	4.64
	9	333	4.56	672	592	0.881		724	5.11
	10	331	4.54	659	590	0.896		722	5.10
	11	329	4.50	642	591	0.920		722	5.10
	12	326	4.47	614	569	0.926		695	4.91
	13	332	4.55	649	577	0.890		706	4.99
	14	325	4.45	618	563	0.911		688	4.86
	15	319	4.37	593	550	0.927		672	4.75
	16	312	4.28	572	508	0.888		621	4.39
	17	316	4.33	568	494	0.870		604	4.27
	18	321	4.39	591	516	0.872		630	4.45
	19	320	4.38	577	497	0.861		607	4.29
	20	325	4.45	568	496	0.874		607	4.29
	21	335	4.58	584	525	0.899		642	4.53
	22	334	4.57	594	542	0.913		663	4.69
	23	330	4.51	586	519	0.886		635	4.48
合計	7,303	100		13,317	11,578	0.869		14,156	100
距離[m]			848				512		

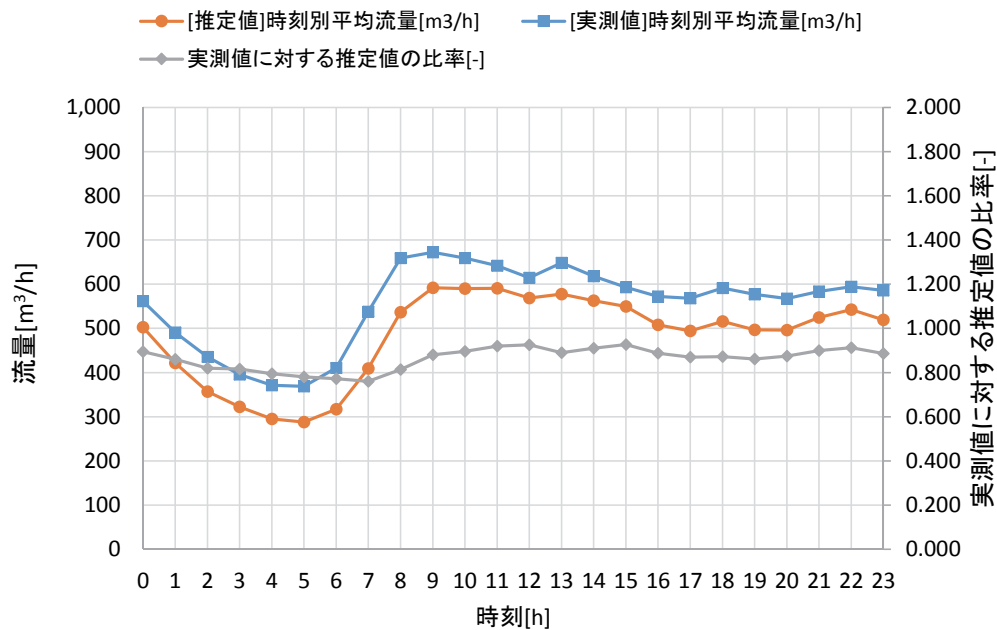


図 3-5 推定値と実測値の比較（測点3_距離内分法）

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

これらの結果より、測点2における最大誤差は約0.3倍であり精度よく推定できていることがわかる。

上水消費量原単位を用いた下水流量推定法では誤差が大きくなり推定精度は悪いが、実測流量補正分配法による推定では、非常に精度よく推定することができた。下水熱利用システムの導入段階において、詳細な推定を行う場合には、本手法が適していると考えられる。

しかし、実測流量補正分配法では、2点の実測値が必要になるため、推定するまでに時間と費用が掛かる。また、実測を行った2点間の管路上における下水流量の推定に限定される。

下水熱利用の導入段階における流量把握の方法としては、容易に入手可能な情報を活用し、実測を必要としないより低コストで広域の下水流量を推定できる手法とすることが望ましい。

3.2.3 既知流量情報を用いた推定手法

上水消費量原単位を用いた推定法では、大きな誤差が生ることがわかった。また、実測流量を用いた推定手法では、推定するために実測を行う必要があり、推定できる区間も限定されてしまう。下水熱利用の検討を行う上で必要となる流量情報を簡易に広域で推定により得るためには、下水処理場等の下水処理施設における既知の実測流量を用いた手法とすることが望ましく、設計段階においては、時刻別の流量までが必要となる。

また、第2章にて記したが、日平均下水流量は測点ごとに異なっており、同一幹線の測点の場合、管路の上流から下流に向かうほど増加していることを確認した。また、1つの測点のみを注目した場合、月別の日平均下水流量にはほとんど差が見られなく、時刻ごとに見ても下水流量に月ごとの差は見られなかった。しかし、その一方で、測点ごとに下水流量の時刻変動が異なり、時刻別下水流量比率も異なることが確認できた。

以上より、測点ごとに時刻別平均下水流量を推定することを目的に、本研究では2段階に分けて下水流量の推定手法を提案する。図3-6に示すように、まず1段階目では、集水面積比率分配法または、建物延床面積比率分配法により日平均下水流量の推定を行う。そして2段階目では、1段階目に推定した日平均下水流量に、時刻別下水流量比率を乗じて、時刻別平均下水流量を推定する。

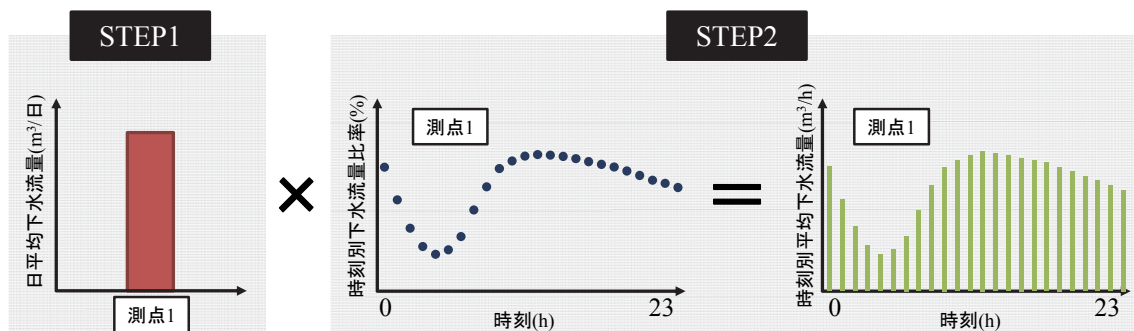


図 3-6 時刻別平均下水流量の推定イメージ

I. 日平均下水流量の推定法の検討

本研究では、日平均下水流量の推定に関して 2 つの手法を提案する。推定方法は実測を行わなくても、下水処理場などで計測されている既知の情報から、簡易にかつある程度の精度で推定できることが重要である。本研究では、両推定法とも、下水流量を推定したい地点が持つ情報と、その地点の所属する下水施設の情報を活用して行う。

II. 集水域面積比率分配法

まず、日平均下水流量の推定法として、集水域面積比率分配法(以下、流量推定法①)を提案する。図 3-7 にこの手法の概念図を示す。この手法は、推定したい地点が所属する下水処理場や抽水所などの下水施設において計測されている既知の下水流量データから、降水日データを除外し算出した日平均下水流量 $G_{mea}(\text{m}^3/\text{日})$ と、その下水処理施設が受け持つ集水域面積 $A_{mea}(\text{m}^2)$ を収集する。次に、推定したい地点が受け持つ集水域面積 $A_{est}(\text{m}^2)$ を下水道台帳と地図情報を用いて設定する。これらより、ある地点において推定する日平均下水流量 $G_{est}(\text{m}^3/\text{日})$ は、式 3-4 を用いて、下水施設の既知データから算出される日平均下水流量に集水域の面積比率を乗じることで求める。なお、本研究では各集水域面積 A_{mea} , A_{est} を GIS ソフトによって把握する。

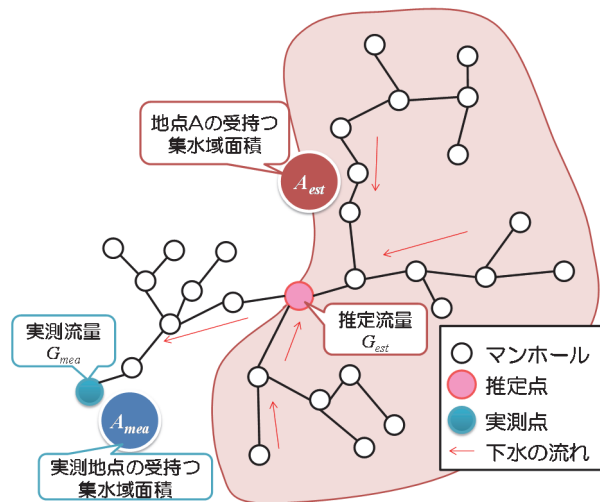


図 3-7 集水域面積比率分配法の概念図

$$G_{est} = G_{mea} \times \frac{A_{est}}{A_{mea}} \quad \text{式 3-4}$$

G_{est} : ある地点において推定する日平均下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)

G_{mea} : 下水施設の既知データから降水日データを除外し算出した日平均下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)

A_{est} : 推定する地点が受け持つ集水域面積(m^2)

A_{mea} : 下水施設(下水流量既知地点)が受け持つ集水域面積(m^2)

なお、この手法では下水施設にて計測している下水流量が時刻単位でわかっているならば、時刻別の下水流量の推定も行える。

III. 建物延床面積比率分配法

次に、日平均下水流量の推定法として、建物延床面積比率分配法(以下、流量推定法②)を提案する。図 3-8 にこの手法の概念図を示す。この手法では、式 3-5 に示すように、推定したい地点が所属する下水施設において計測されている既知の下水流量データから、降水日データを除外し算出した日平均下水流量 $G_{mea}(\text{m}^3/\text{日})$ に、その下水施設の受け持つ集水域内の建物総延床面積に対する、推定する地点が受け持つ集水域内の建物総延床面積の割合を乗じ、ある地点において推定する日平均下水流量 $G_{est}(\text{m}^3/\text{日})$ を求める。

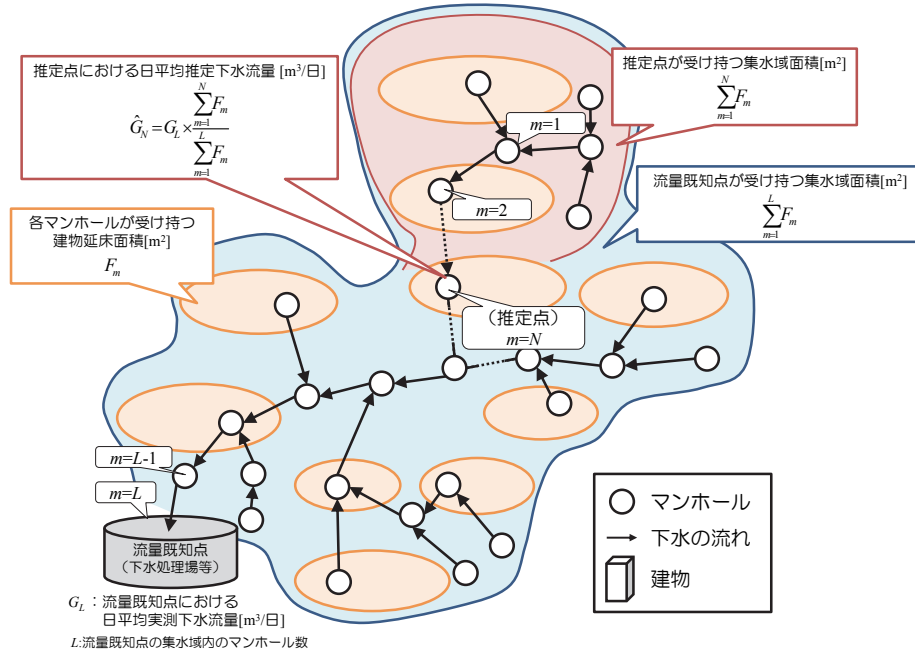


図 3-8 建物延床面積比率分配法の概念図

$$\hat{G}_N = G_L \times \frac{\sum_{m=1}^N F_m}{\sum_{m=1}^L F_m}$$

式 3-5

\hat{G}_N : 推定点（マンホール M_N ）における日平均推定下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)

G_L : 流量既知点（下水処理場、ポンプ場等）における日平均実測下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)

F_m : 各マンホール M_m が受け持つ建物延床面積(m^2)

N : 推定点（マンホール M_N ）の集水域内のマンホール数

L : 流量既知点（下水処理場、ポンプ場等）の集水域内のマンホール数

IV. 日平均下水流量推定法の精度検証

提案した2つの日平均下水流量推定法の精度を検証するために、本研究で実測を行った各測点を推定点とし、実測データより算出した日積算下水流量(以下、実測値と呼ぶ)と推定値の比較を行う。

表3-3に示す測点の所属する下水処理場の情報と、第2章の表3-3に示した推定点の集水域面積(流量推定法①が対象)、集水域内の建物総延床面積(流量推定法②が対象)を用いて、両推定法①②により推定点の日平均下水流量を求める。

表3-3 測点の所属する下水処理施設の情報

施設名	海老江 下水処理場	津守 下水処理場	住之江 下水処理場
集水域面積 $A_{mea} (\times 10^3 \text{ m}^2)$	12,150	19,620	32,120
集水域内建物総延床面積 $F_{mea} (\times 10^3 \text{ m}^2)$	21,630	36,797	28,115
非降水時日平均下水流量 (日平均処理量) $G_{mea} (\text{m}^3/\text{日})$	129,823	224,848	170,739
集水域面積当たりの 非降水時日平均下水流量 $G_{mea}/A_{mea} (\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{日} \cdot \text{m}^2)$	10.69	11.46	5.32
集水域内建物延床面積当たりの 非降水時日平均下水流量 $G_{mea}/F_{mea} (\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{日} \cdot \text{m}^2)$	6.00	6.11	6.07

図3-9に各推定値と実測値をともに示す。推定点は下水施設である測点1(北野抽水所)、測点6(海老江下水処理場)を除く15地点である。なお、図3-9では式3-6によって表される実測値に対する推定値の比率(以下、比率)を計算している。

比率＝推定値/実測値

式 3-6

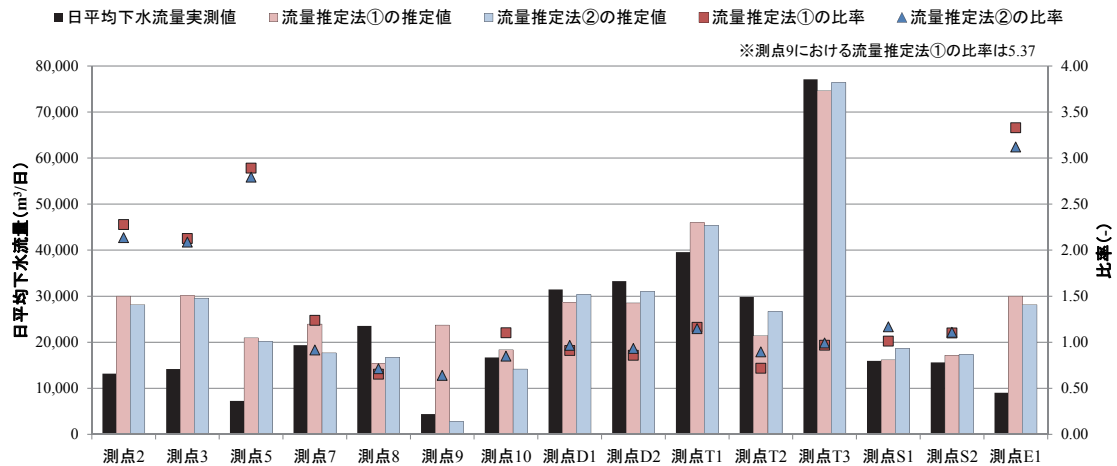


図3-9 日平均下水流量における推定値と実測値

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

図 3-9 より、流量推定法①では比率が 0.65～5.37 となった。特に、測点 2, 3, 5, 9, E1 を除く 10 測点では比率が 0.65～1.24 となり、精度が良い結果となった。また、流量推定法②では、比率が 0.64～3.12 となった。特に、測点 2, 3, 5, E1 を除く測点では比率が 0.64～1.17 となり、こちらも精度が良い結果となった。その他、2 つの推定法を比較すると、測点 9 では流量推定法②の方が精度ははるかに良い結果となっており、総合的に見ると流量推定法②の方が流量推定法①よりも比率が 1.0 に近い推定点が多いことがわかる。

以上より、本研究における以降の下水流量の推定では流量推定法②を用いることとするが、実際に推定を行う際に、その推定点の集水域面積が把握でき、集水域内建物総延床面積を把握できないことも考えられるので、予備的な推定法として提案する。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

V. 時刻別平均下水流量の推定法

次に、時刻別平均下水流量を推定する手法を提案する。前述した通り、時刻別平均下水流量を推定するには時刻別下水流量比率が必要となる。以下では、時刻別下水流量比率の作成、時刻別平均下水流量の推定の順で記述していく。

VI. 建物用途別延床面積比率と時刻別下水流量比率との相関

第2章の実測結果より、各測点の時刻別下水流量比率には集水域内の建物用途比率による違いが影響していると考えられた。そこで、まず、建物用途別延床面積比率と時刻別下水流量比率との相関関係を調べる。対象は集水域内の建物用途比率に偏りが見られる測点T1, T2, T3, S1, S2, E1の6測点である。表3-4に6測点における建物用途別延床面積比率と時刻別下水流量比率との相関係数と決定係数を示す。また、表3-5、表3-6に相関係数と決定係数の判断基準を示す。

表 3-4 建物用途別延床面積比率と時刻別下水流量比率との相関係数と決定係数

時刻	相関係数 R					決定係数 R ²				
	住宅施設	業務施設	商業施設	宿泊施設	医療施設	住宅施設	業務施設	商業施設	宿泊施設	医療施設
0時	-0.6226	0.7499	0.7381	-0.0917	-0.8650	0.3877	0.5623	0.5447	0.0084	0.7482
1時	-0.0730	0.2133	-0.0792	-0.0924	-0.2816	0.0053	0.0455	0.0063	0.0085	0.0793
2時	0.3056	-0.2385	-0.5113	-0.0513	0.1849	0.0934	0.0569	0.2614	0.0026	0.0342
3時	0.5021	-0.4936	-0.7087	-0.0085	0.4678	0.2521	0.2437	0.5023	0.0001	0.2189
4時	0.6372	-0.6671	-0.8096	-0.0152	0.6295	0.4060	0.4451	0.6554	0.0002	0.3963
5時	0.6992	-0.7465	-0.8423	-0.0432	0.6835	0.4889	0.5573	0.7095	0.0019	0.4672
6時	0.7856	-0.8366	-0.8930	-0.1170	0.7284	0.6172	0.6999	0.7974	0.0137	0.5306
7時	0.8577	-0.8933	-0.9419	-0.2191	0.7514	0.7357	0.7980	0.8871	0.0480	0.5645
8時	0.8338	-0.8184	-0.9155	-0.3463	0.6813	0.6952	0.6697	0.8381	0.1199	0.4641
9時	0.6906	-0.6091	-0.7912	-0.4119	0.5002	0.4769	0.3711	0.6261	0.1697	0.2502
10時	0.2998	-0.1632	-0.4670	-0.3020	0.2346	0.0899	0.0266	0.2180	0.0912	0.0550
11時	-0.4621	0.6020	0.1748	0.1373	-0.1663	0.2135	0.3625	0.0306	0.0189	0.0276
12時	-0.6422	0.7573	0.3035	0.3375	-0.2106	0.4125	0.5735	0.0921	0.1139	0.0443
13時	-0.9344	0.9319	0.6074	0.7572	-0.0950	0.8731	0.8684	0.3689	0.5733	0.0090
14時	-0.9722	0.9510	0.8632	0.5824	-0.3816	0.9452	0.9044	0.7450	0.3392	0.1457
15時	-0.9890	0.9561	0.8961	0.5994	-0.4395	0.9781	0.9141	0.8030	0.3593	0.1931
16時	-0.9693	0.9289	0.9048	0.5931	-0.4671	0.9396	0.8628	0.8187	0.3518	0.2182
17時	-0.9254	0.8641	0.9483	0.5274	-0.5107	0.8563	0.7467	0.8993	0.2782	0.2609
18時	-0.7253	0.6473	0.9496	0.2649	-0.5830	0.5261	0.4189	0.9018	0.0702	0.3398
19時	-0.4088	0.3638	0.8286	-0.1648	-0.7416	0.1671	0.1323	0.6866	0.0272	0.5500
20時	-0.3629	0.3079	0.7920	-0.1581	-0.6795	0.1317	0.0948	0.6273	0.0250	0.4618
21時	-0.4268	0.3650	0.8056	-0.0705	-0.6124	0.1821	0.1332	0.6489	0.0050	0.3751
22時	-0.5427	0.4994	0.8731	0.0054	-0.6499	0.2945	0.2494	0.7624	0.0000	0.4224
23時	-0.6542	0.6451	0.9420	0.0306	-0.7559	0.4280	0.4161	0.8874	0.0009	0.5714

表 3-5 相関係数の判断基準^[17]

相関係数 R	
$1.0 \geq R \geq 0.7$	高い相関がある
$0.7 \geq R \geq 0.5$	かなり高い相関がある
$0.5 \geq R \geq 0.4$	中程度の相関がある
$0.4 \geq R \geq 0.3$	ある程度の相関がある
$0.3 \geq R \geq 0.2$	弱い相関がある
$0.2 \geq R \geq 0.0$	ほとんど相関がない

表 3-6 決定係数の判断基準^[18]

決定係数 R ² (単回帰分析)	
決定係数	精度(予測の割合)
0.8以上	非常に良い
0.5以上	良い
0.25以上	やや良い
0.25未満	良くない

表 3-4 より，集水域内の建物用途別延床面積比率と時刻別下水流量比率には強い相関があることがわかる．特に，住宅，業務，商業施設では，高い相関があると判断される相関係数 0.7 以上，精度が良いと判断される決定係数 0.5 以上の時刻が多い．また，住宅施設と業務施設では，どの時刻においても相関係数の正負が逆になっている．

VII. 時刻別下水流量比率の作成

表 3-4 より，下水の時刻別流量は建物用途のうち，特に住宅比率と業務施設の比率とに相関が強い時間があることが確認できている．建物用途として最も多い建物は住宅であるため，下水流量は住宅施設からの排水の影響が大きいと考え，本論文では，住宅延床面積比率を説明変数として単回帰モデルで時刻別流量比率を推定する手法を提案する．

相関図の例として住宅地域の時刻別下水流量比率の特徴から，極小，極大の比率が発生しやすい時間帯である，6 時，10 時，17 時，23 時の 4 時刻分を図 3-10 に，時刻別回帰式を表 3-7 に示す．

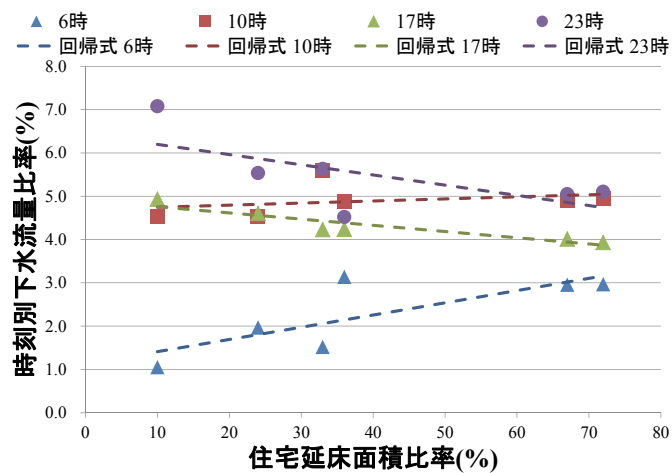


図 3-10 住宅施設延床面積比率と時刻別下水流量比率の相関

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

表 3-7 住宅延床面積比率を説明変数とした回帰式

時刻	式	決定係数
0 時	$\psi_0 = -1.21 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.43$	0.406
1 時	$\psi_1 = -1.22 \times 10^{-3} \times \varphi + 4.09$	0.004
2 時	$\psi_2 = 8.38 \times 10^{-3} \times \varphi + 2.84$	0.096
3 時	$\psi_3 = 1.40 \times 10^{-2} \times \varphi + 2.03$	0.250
4 時	$\psi_4 = 1.73 \times 10^{-2} \times \varphi + 1.58$	0.400
5 時	$\psi_5 = 2.06 \times 10^{-2} \times \varphi + 1.30$	0.482
6 時	$\psi_6 = 2.85 \times 10^{-2} \times \varphi + 1.12$	0.622
7 時	$\psi_7 = 4.24 \times 10^{-2} \times \varphi + 1.22$	0.741
8 時	$\psi_8 = 4.17 \times 10^{-2} \times \varphi + 2.33$	0.684
9 時	$\psi_9 = 2.20 \times 10^{-2} \times \varphi + 3.80$	0.452
10 時	$\psi_{10} = 4.14 \times 10^{-3} \times \varphi + 4.72$	0.068
11 時	$\psi_{11} = -5.89 \times 10^{-3} \times \varphi + 5.02$	0.248
12 時	$\psi_{12} = -8.61 \times 10^{-3} \times \varphi + 4.92$	0.437
13 時	$\psi_{13} = -1.41 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.12$	0.876
14 時	$\psi_{14} = -2.01 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.39$	0.947
15 時	$\psi_{15} = -2.13 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.33$	0.980
16 時	$\psi_{16} = -1.88 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.09$	0.942
17 時	$\psi_{17} = -1.45 \times 10^{-2} \times \varphi + 4.90$	0.858
18 時	$\psi_{18} = -1.05 \times 10^{-2} \times \varphi + 4.94$	0.495
19 時	$\psi_{19} = -6.40 \times 10^{-3} \times \varphi + 4.94$	0.174
20 時	$\psi_{20} = -8.18 \times 10^{-3} \times \varphi + 5.21$	0.125
21 時	$\psi_{21} = -1.45 \times 10^{-2} \times \varphi + 5.83$	0.183
22 時	$\psi_{22} = -2.33 \times 10^{-2} \times \varphi + 6.49$	0.300
23 時	$\psi_{23} = -2.40 \times 10^{-2} \times \varphi + 6.44$	0.443

ψ_h :時刻別流量比率(%), φ :住宅延床面積比率(%), h :時刻(h)

なお、時刻別下水流量比率は日平均下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)に対する各時刻別下水流量(m^3/h)の割合であるため、理論的に時刻別下水流量比率を時刻分積算すると 100%となるが、各時刻の流量比率を回帰式によって求めると、各時刻における流量比率の積和が 100%とならない。

そこで、時刻別下水流量比率の補正率を式 3-7 によって定義し、式 3-8 に示すように、時刻別下水流量比率に乗じて補正を行い、時刻分積算すると 100%となる時刻別下水流量比率を求める。

$$\Delta\psi = \frac{100}{\sum_{h=1}^{24} \psi_h} \quad \text{式 3-7}$$

$$\psi'_h = \psi_h \times \Delta\psi \quad \text{式 3-8}$$

$\Delta\psi$: 時刻別下水流量比率の補正率(-)

ψ_h : 時刻別下水流量比率(%)

ψ'_h : 補正後の時刻別下水流量比率(%)

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

一例として、測点2における時刻別下水流量比率の補正を表3-8に示す。表3-8に示す通り、補正後の時刻別下水流量比率の時刻分積算は100%となっている。

表3-8 測点2における時刻別下水流量比率の補正

時刻	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	積算
回帰式によって求めた時刻別流量比率 ψ_h	4.99	4.05	3.14	2.53	2.20	2.04	2.15	2.75	3.83	4.60	4.87	4.81	4.61	4.61	4.67	4.57	4.41	4.38	4.57	4.71	4.92	5.31	5.65	5.58	99.94
時刻別下水流量比率補正値 $\angle\psi$	1.000642																								
補正後の時刻別流量比率 ψ'_h	5.00	4.05	3.14	2.53	2.20	2.05	2.15	2.75	3.83	4.60	4.87	4.81	4.62	4.61	4.67	4.57	4.41	4.38	4.57	4.71	4.92	5.32	5.65	5.58	100.00

VIII. 時刻別平均下水流量推定値の推定

作成した時刻別下水流量比率を用いて時刻別平均下水流量を推定する。推定は式3-9に示すように、各時刻の下水流量比率を日平均下水流量に乗じて行う。なお、日平均下水流量には流量推定法①によって求めた値を用いる。

$$G_h = G_{day} \times \psi'_h \quad \text{式 3-9}$$

G_h ：時刻別下水流量(m^3/h) G_{day} ：日平均下水流量($\text{m}^3/\text{日}$)

IX. 時刻別平均下水流量推定法の精度検証

以下に、実測結果より算出した時刻別下水流量比率(以下、時刻別下水流量比率実測値)と回帰式や線形補完から求めた時刻別下水流量比率(以下、時刻別下水流量比率推定値)の比較図と、実測結果より求めた時刻別下水流量(以下、実測値)と本章の手法によって推定した時刻別下水流量(以下、推定値)の比較図を一部の測点において示す。この図中の比率は式3-6のように定義されている。なお、その他の測点については付録にて示している。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

1) 測点5

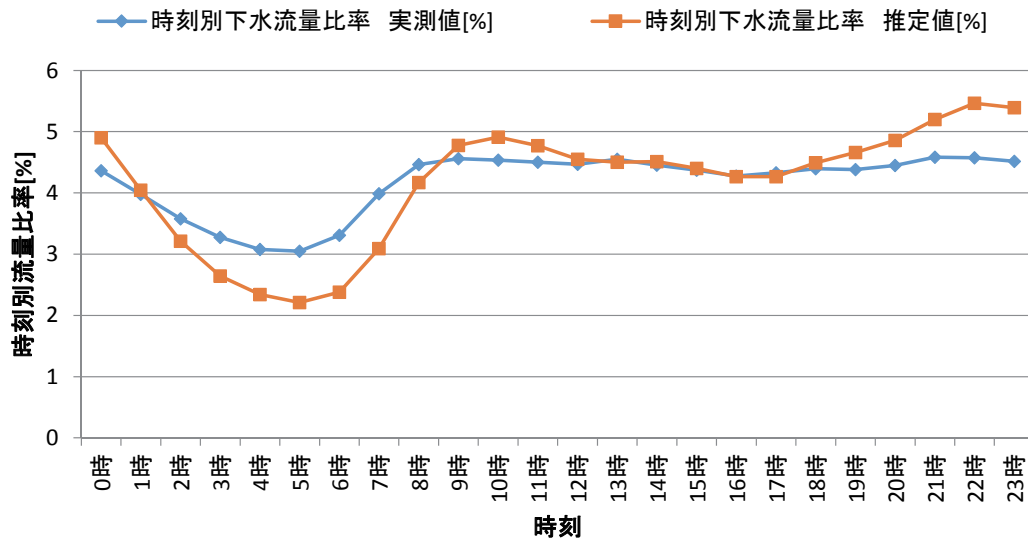


図 3-11 測点5における時刻別下水流量比率の実測値と推定値

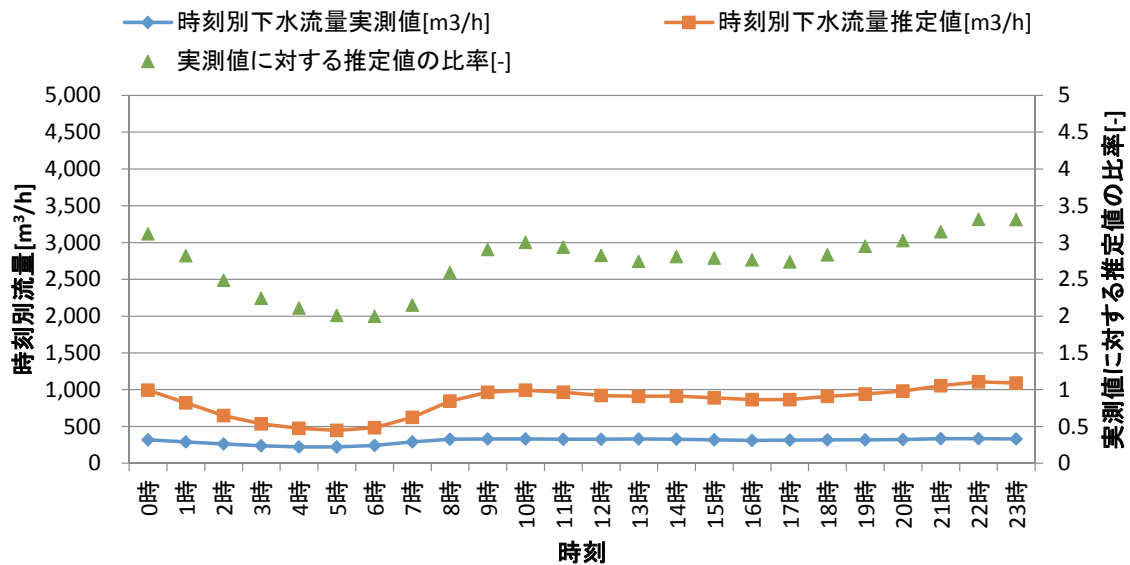


図 3-12 測点5における時刻別平均下水流量の実測値と推定値

図 3-11 より、時刻別下水流量比率の推定値は実測値に対して差があるものの、最大でも 1.0% 程度の差しかなく、精度よく作成できていることがわかる。ただし、実測値では 21 時に、推定値では 22 時に最大となっており、時刻のずれがある。

次に、図 3-12 より、時刻別下水流量の推定値はほとんどの時刻においても比率が 2.0 以上になっており、推定精度が悪いことがわかる。これは時刻別下水流量比率が概ね一致していることから、日平均下水流量の推定精度が悪いことが原因であると考えられる。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

2) 測点9

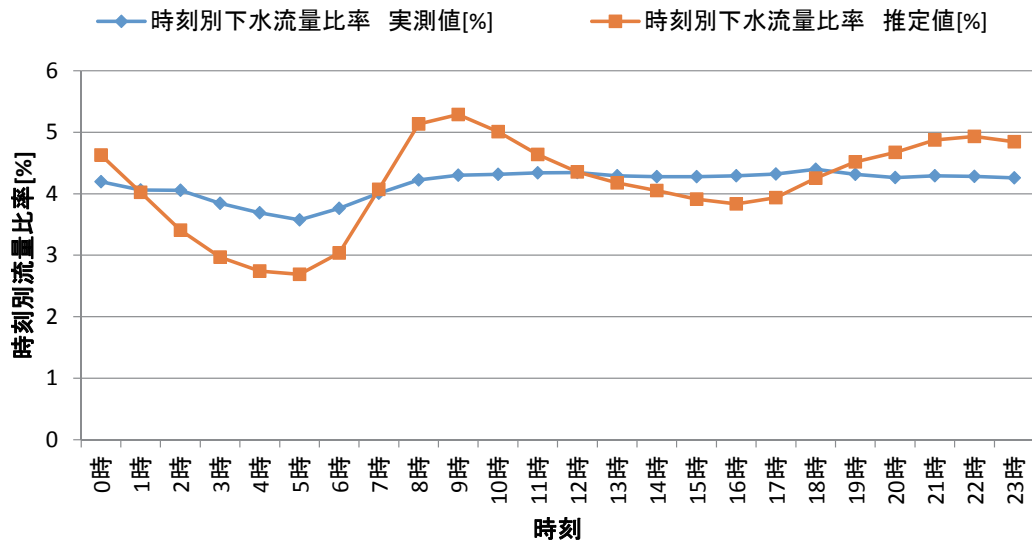


図 3-13 測点9における時刻別下水流量比率の実測値と推定値

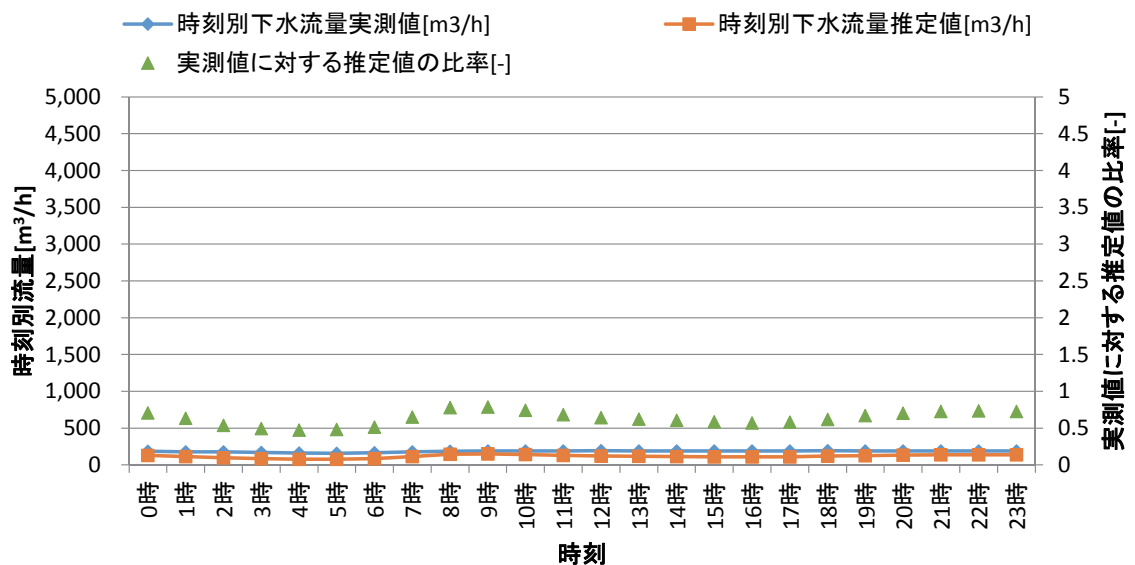


図 3-14 測点9における時刻別平均下水流量の実測値と推定値

図 3-13 より、全時刻において、時刻別下水流量比率の推定値は実測値に対し 1.0%以上の差がなく、非常に精度良く推定できていることがわかる。

次に、図 3-14 より、時刻別下水流量の推定値は実測値に対して比率が 0.48～0.80 となっており、推定精度が概ねよいことがわかる。

3) 測点 10

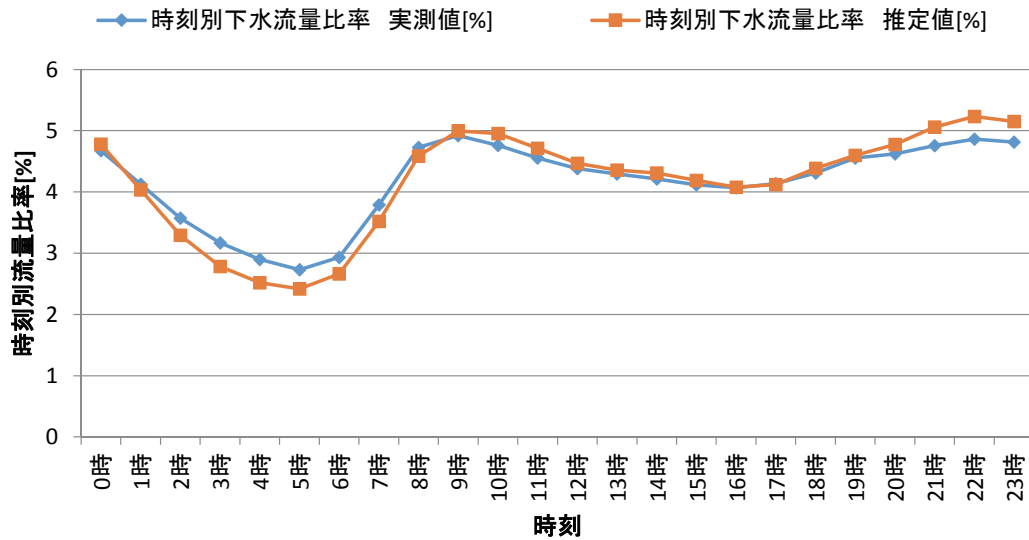


図 3-15 測点 10 における時刻別下水流量比率の実測値と推定値

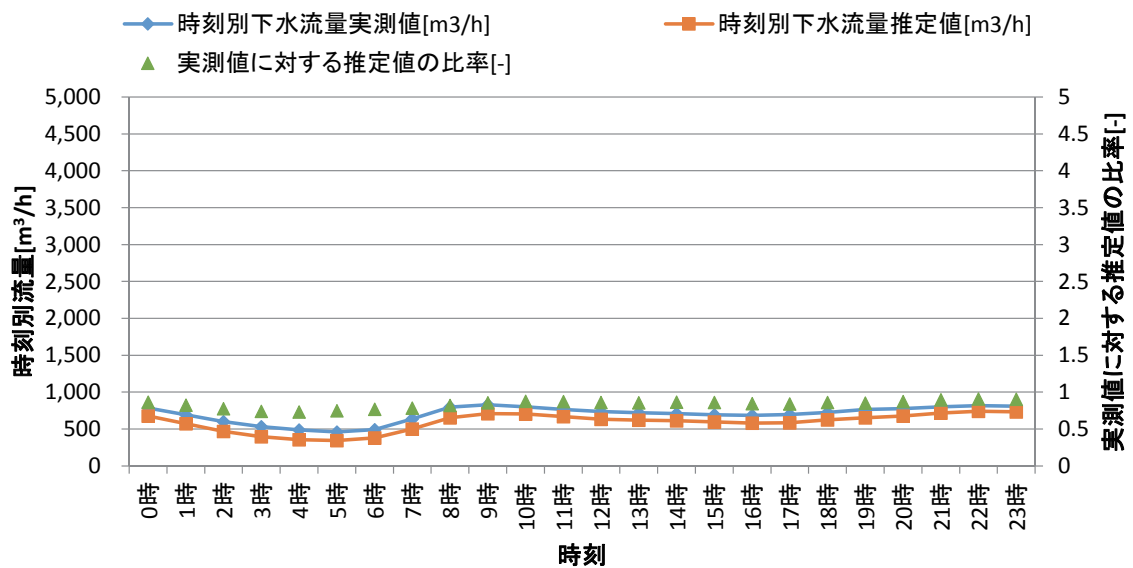


図 3-16 測点 10 における時刻別平均下水流量の実測値と推定値

図 3-15 より、全時刻において、時刻別下水流量比率の推定値は実測値に対し 1.0%以上の差がなく、非常に精度良く推定できていることがわかる。

次に、図 3-16 より、時刻別下水流量の推定値は全時刻において時刻別下水流量の推定値は実測値に対して比率が 0.7～0.9 となっており、推定精度が良いことがわかる。

4) 測点 T3

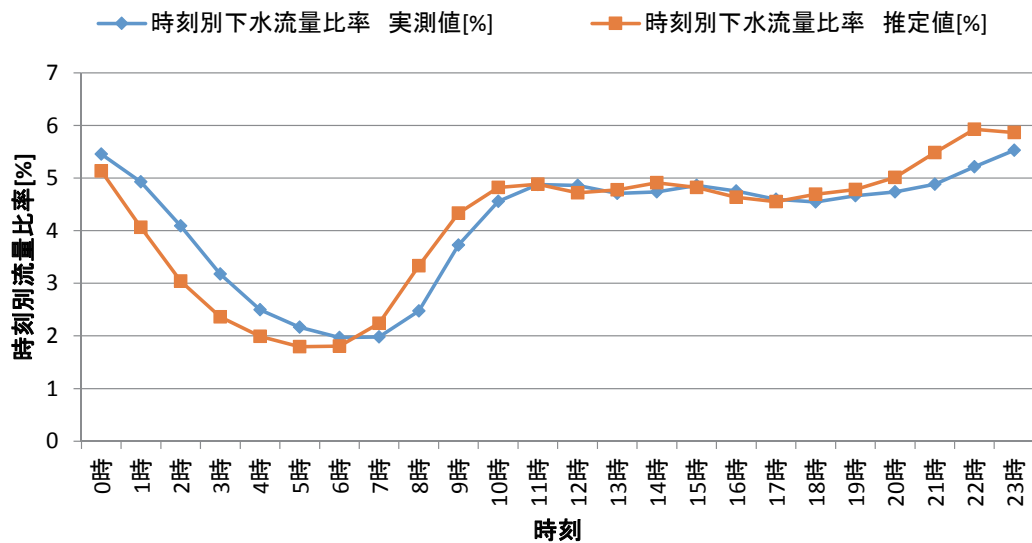


図 3-17 測点 T3 における時刻別下水流量比率の実測値と推定値

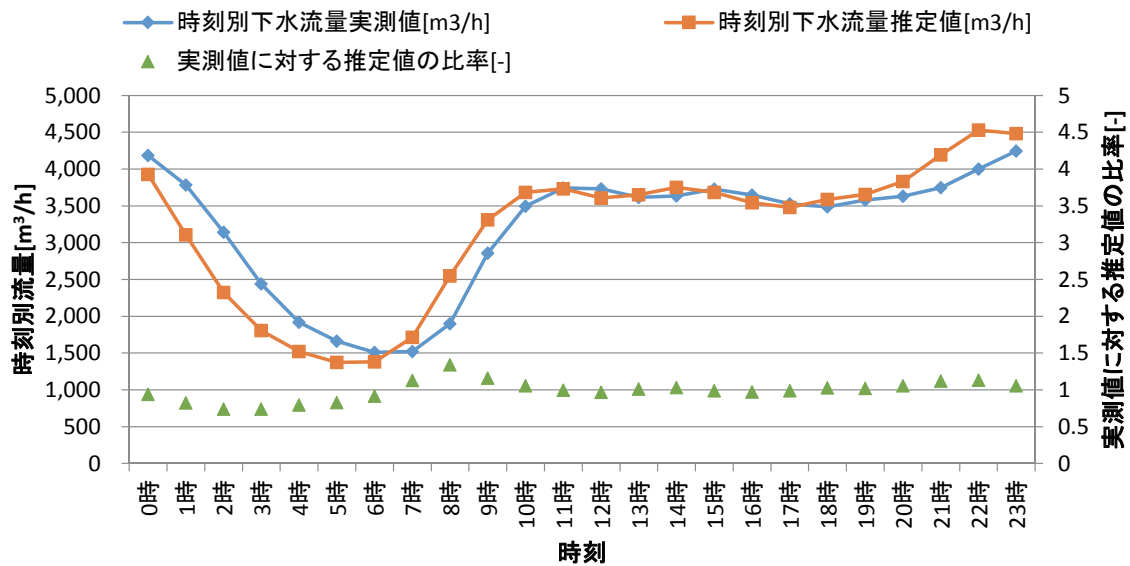


図 3-18 測点 T3 における時刻別平均下水流量の実測値と推定値

図 3-17 より、全時刻において、時刻別下水流量比率の推定値は実測値に対し 1.0%以上の差はなく、非常に精度良く推定できていることがわかる。

次に、図 3-18 より、時刻別下水流量の推定値は全時刻において時刻別下水流量の推定値は実測値に対して比率が 0.80～1.30 となっており、推定精度が非常に良いことがわかる。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

全測点の推定結果を通して見ると、時刻別下水流量比率の推定値については、最小比率となる朝方の前後の時間帯である 2～9 時において、実測値との誤差が見られるがあるが、ほとんどの測点でその差は 1.5%以内である。この差が生じた原因として、本研究では簡易な推定法を提案するために、朝方に最小比率となる時刻を 6 時と設定し、その前後の時刻を線形補間によって求めていることが考えられる。そのため、より精度良く時刻別下水流量比率を作成するには、各時刻において住宅比率を説明変数とした回帰式を作成することが考えられる。また、10 時以降の時刻における時刻別下水流量比率は、測点 8, T2 を除いて、1.0%以上の差はなく、精度良く推定できていることがわかった。

次に、時刻別平均下水流量については、日平均下水流量の推定での誤差が大きい測点 2, 3, 5, E1 において、ほとんどの時刻にて実測値に対する推定値の比率が 1.50 以上となっており、推定精度が著しく悪い結果となった。一方、日平均下水流量の推定精度が良い測点においては、朝方の下水流量が落ち込む時間帯において比率が大きくなるものの、その他の時間帯は比率が 1.50 以下となっており、概ね推定精度が良いことがわかった。

よって、時刻別平均下水流量の誤差が生じる原因には、時刻別下水流量比率自体の誤差によるものと、日平均下水流量の推定精度によるものの 2 つがあるが、後者の方が時刻別平均下水流量の推定誤差に与える影響が大きいことがわかる。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

3.2.4 下水流量推定法の他都市における適用検証

本章にて提案した日平均下水流量の流量推定法②（建物延床面積比率分配法）が実測を行った大阪市のみならず，他都市でも適用可能か検証を行う．

ここでは，福岡県福岡市にある中部水処理センターA 系統と，その処理区域上流にある浜の町ポンプ場に流入する月ごとの日平均下水流量(2012 年度)を入手したことから，浜の町ポンプ場を推定点として推定を行い，実測値との比較を行う．図 3-19 に各下水施設の位置を示す．また，表 3-9 に各下水施設に流入する月ごとの日平均下水流量を示す．なお，表 3-9 に示す値は降水日のデータを含んだまま月ごとに平均化されており，晴天日のみを対象としている $G_{mea}(\text{m}^3/\text{日})$ の定義と異なるが，検証は降水日データを含めたまま行う．



図 3-19 中部水処理センターと浜の町ポンプ場の位置^[19]

表 3-9 各下水施設に流入する月ごとの日平均下水流量

	中部水処理 センターA系統	浜の町ポンプ場
2012年4月	92,411	101,904
2012年5月	89,321	98,134
2012年6月	113,554	116,702
2012年7月	135,149	136,398
2012年8月	110,857	117,848
2012年9月	106,806	112,353
2012年10月	89,692	99,622
2012年11月	99,337	105,498
2012年12月	98,276	106,511
2013年1月	91,828	99,740
2013年2月	96,976	105,548
2013年3月	87,046	96,648

単位: $\text{m}^3/\text{日}$

まず，地理情報システム(以降，GIS と称す．)を用いて，中部水処理センターのマンホールから上流方向へ下水流域検索を行い，中部水処理センターと浜の町ポンプ場における集水域内の建物総延床面積の情報を得る．そして，式 3-5 の G_{mea} に表 3-9 の中部水処理センターA 系統の日平均下水流量を， F_{mea} に中部水処理センターにおける集水域内の建物総延床面積の値を，および F_{est} に浜の町ポンプ場における集水域内の建物総延床面積の値を代入し，

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

浜の町ポンプ場に流入する日平均下水流量を推定する。

以下の図 3-20 に浜の町ポンプ場における各月の日平均下水流量の実測値と推定値を示す。なお、図中の比率とは実測値に対する推定値との差のことである。

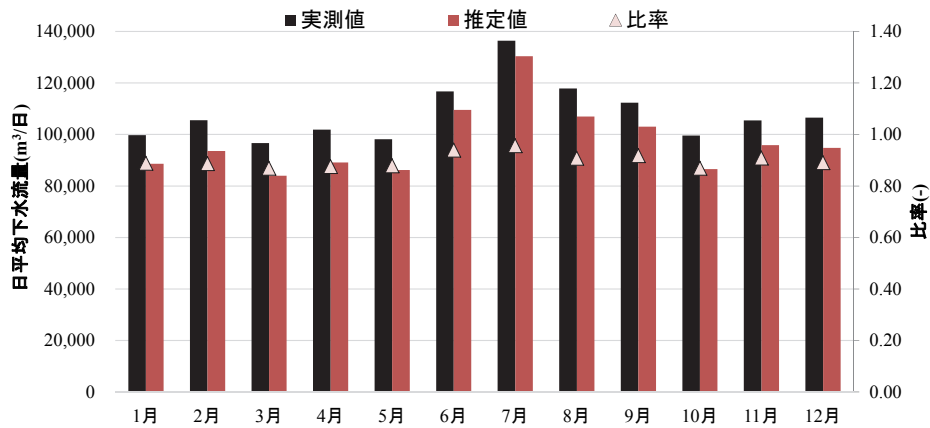


図 3-20 浜の町ポンプ場における日平均下水流量の実測値と推定値

図 3-20 より、実測値に対する推定値の比率は 0.80～1.00(-)の範囲であり、推定精度が良いことがわかる。

この結果から、他都市でも日平均下水流量の流量推定法②が適用可能であることが考えられたが、ここでの検討は福岡市での検討のみであるので、さらに他の都市でも適用可能か検討することが望ましいと考えられる。

なお、今回入手した他都市の実測データは下水施設における日平均下水流量のみであり、幹線管路上地点、かつ、時刻別時系列データではなかったため、3.4 で提案した時刻別平均下水流量の推定法の他都市での適用有無の検証は行っていない。

3.3 下水温度推定法の提案

第2章でも記述した通り、下水温度は気温の影響を受けやすく、月別平均下水温度は月ごとに大きく違っていた。また、月別平均下水温度は測点が所属する処理区により測点間に2K程度の差があった。その他、時刻別平均下水温度の結果より、下水温度は1日を通してそれほど大きな変動はないが、朝方にかけて低く、深夜にかけて高くなる傾向がほとんどの幹線管路上測点で見られた。

以上より、月ごとの時刻別平均下水温度までを推定することを目的に、下水流量の推定と同様に、2段階に分けて推定を行う。図3-21に示すように、まず1段階目では、月別平均下水温度の推定を行う。そして2段階目では、1段階目に推定した月別平均下水温度に、時刻変動幅を加えて、月ごとの時刻別平均下水温度を推定する。

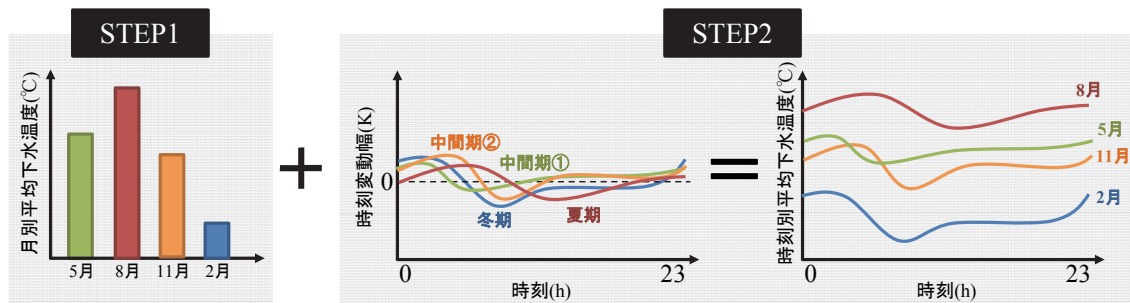


図 3-21 時刻別下水温度の推定イメージ

3.3.1 月別平均下水温度の推定

本章では、月別平均温度の推定方法を提案する。下水流量の推定と同様に、下水温度の推定方法は実測を行わなくても、下水処理場などで計測されている既存の情報から、簡易にかつある程度の精度で推定できることが重要である。

1. 外気温相関関数法

まず、外気温と下水温度との相関分析回帰式を用いた推定法(以下、温度推定法①)を提案する。第2章にて、月別平均での推移を見ると、晴天日の下水温度は外気温の温度変化と類似しており、外気温の影響を受けていることがわかる。そこで、各測点の月別平均下水温度と平均外気温との相関を調べることを考える。図3-22に、大阪市における実測結果をもとに、月別平均下水温度と月別平均外気温^[1]との相関図と回帰式を示す。

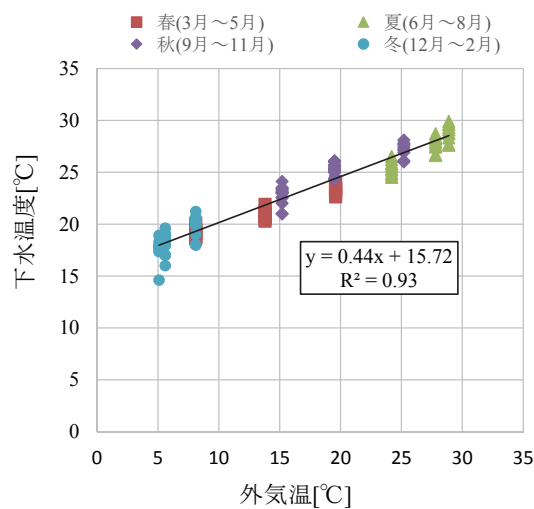


図 3-22 月別平均下水温度と月別平均外気温との相関図と回帰式

図3-22より、プロットはほとんど直線上に並び、決定係数 R^2 が 0.9 以上であることから、回帰式の説明力が強いことがわかる。

ここで、提案する近似式を他都市に適用した場合における精度検証を行う。検証は、福岡市と仙台市とで行う。検証概要は、福岡市が2012年の某処理場における未処理下水温度データと外気温(アメダス気象データ)との比較を行う。仙台市は、2009年の某処理場における未処理下水温度データと外気温(アメダス気象データ)との比較を行う。各都市での検討結果を図3-23、図3-24に示す、

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

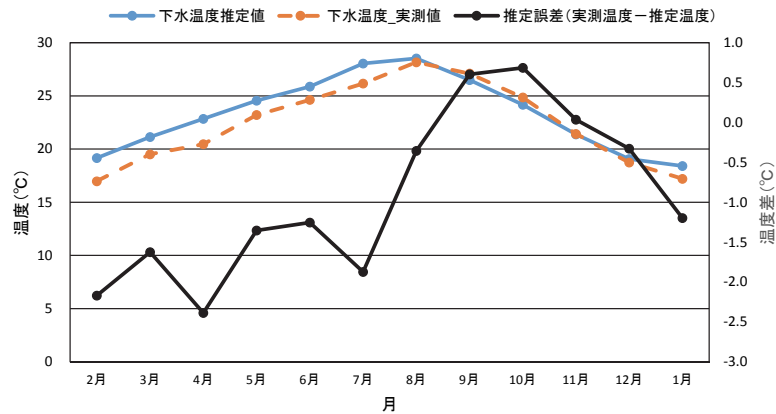


図 3-23 福岡市における月別平均下水温度の精度検証結果

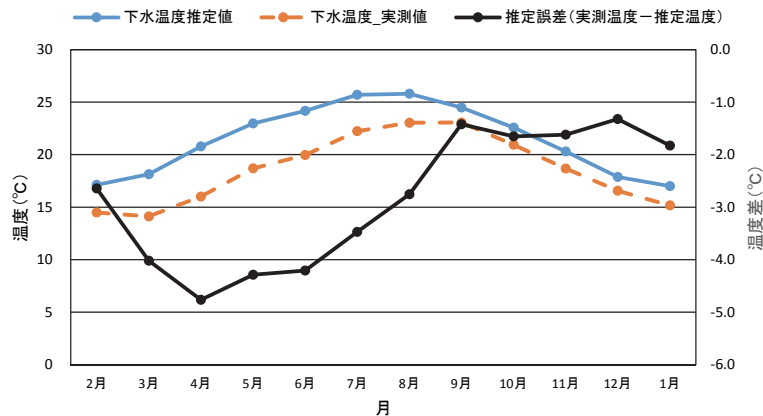


図 3-24 仙台市における月別平均下水温度の精度検証結果

結果より、福岡市で実測値と推定値との温度誤差が約 $-2.5 \sim 0.5^{\circ}\text{C}$ 、仙台市では実測値と推定値との温度誤差が約 $-4.8 \sim 2.6^{\circ}\text{C}$ となった。仙台市においては、4～8月までの温度推定誤差が大きいがこの要因は不明である。ただし、提案した下水温度推定手法は、下水温度の実測値との挙動は同じであることが確認できた。また精度については、検討対象とした2都市においては最大約 -4.8°C あるが、比較的よく推定できていることがわかった。

II. 外気温からのフーリエ級数近似式を用いた推定法

次に、外気温からのフーリエ級数近似式を用いた推定法(以下、温度推定法②)を提案する。まず、図 3-25 に海老江下水処理場(測点 6)における降水日を含めた日平均下水温度と大阪管区気象台の大阪市の日平均外気温を示す。なお、多項式による近似曲線も併記する。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

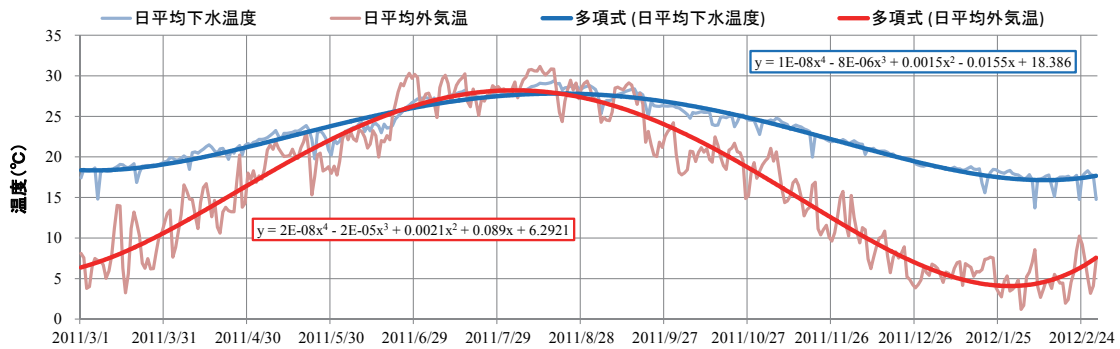


図 3-25 海老江処理場（測点 6）における降水日を含めた日平均下水温度と日平均外気温

図 3-25 より，近似曲線を見ると，下水温度と外気温は最高温度と最低温度を記録する日が異なり，時間遅れがある．また，外気温より下水温度の方が，年変動幅が小さいことがわかる．これらは，外気温に代表される外界気象の変化が土壤に伝わり，土壤の熱容量が媒介して下水温度に影響が表れるため，遅れが生じたと考えられる．

このような現象を表現するために，外気温の年間変動を表す時系列データをフーリエ級数により近似し，平均値と振幅，位相の違いで下水温度の年変動を表現することを考える．

2011 年 3 月 1 日を基点とし，2012 年 2 月 29 日までの測点 6 (海老江下水処理場) の日平均下水温度と大阪管区気象台の大阪市の日平均外気温を，式 3-10～式 3-21 を用いて，サイクル数 f を 1 としてフーリエ級数で表現する．なお，周期 T はうるう年のため，366 日となっている．

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

$$D_a(j) = \overline{D}_a + \sum_{f=1}^T \left\{ X_{f-a} \cos \frac{2\pi f j}{T} + Y_{f-a} \sin \frac{2\pi f j}{T} \right\} = \overline{D}_a + \sum_{f=1}^T \left\{ A_{f-a} \sin \left(\frac{2\pi f j}{T} + \theta_{f-a} \right) \right\} \quad \text{式 3-10}$$

$$\overline{D}_a = \frac{\sum_{j=1}^T D_{j-a}}{T} \quad \text{式 3-11}$$

$$X_{f-a} = \frac{2}{T} \sum_{j=1}^T D_{j-a} \cos \frac{2\pi f j}{T} \quad \text{式 3-12}$$

$$Y_{f-a} = \frac{2}{T} \sum_{j=1}^T D_{j-a} \sin \frac{2\pi f j}{T} \quad \text{式 3-13}$$

$$A_{f-a} = \sqrt{X_{f-a}^2 + Y_{f-a}^2} \quad \text{式 3-14}$$

$$\theta_{f-a} = \arcsin \frac{X_{f-a}}{A_{f-a}} \quad \text{式 3-15}$$

$$D_w(j) = \overline{D}_w + \sum_{f=1}^T \left\{ X_{f-w} \cos \frac{2\pi f j}{T} + Y_{f-w} \sin \frac{2\pi f j}{T} \right\} = \overline{D}_w + \sum_{f=1}^T \left\{ A_{f-w} \sin \left(\frac{2\pi f j}{T} + \theta_{f-w} \right) \right\} \quad \text{式 3-16}$$

$$\overline{D}_w = \frac{\sum_{j=1}^T D_{j-w}}{T} \quad \text{式 3-17}$$

$$X_{f-w} = \frac{2}{T} \sum_{j=1}^T D_{j-w} \cos \frac{2\pi f j}{T} \quad \text{式 3-18}$$

$$Y_{f-w} = \frac{2}{T} \sum_{j=1}^T D_{j-w} \sin \frac{2\pi f j}{T} \quad \text{式 3-19}$$

$$A_{f-w} = \sqrt{X_{f-w}^2 + Y_{f-w}^2} \quad \text{式 3-20}$$

$$\theta_{f-w} = \arcsin \frac{X_{f-w}}{A_{f-w}} \quad \text{式 3-21}$$

f : サイクル数(-) j : 基点とした日からの年間通日(日) T : 周期(日)

$D_a(j)$: フーリエ級数で表現した通日 j 日の日平均外気温(°C) \overline{D}_a : 年平均外気温(°C)

A_{f-a} : 日平均外気温の振幅(°C) θ_{f-a} : 日平均外気温における位相 (rad)

$D_w(j)$: フーリエ級数で表現した通日 j 日の日平均下水温度(°C) \overline{D}_w : 年平均下水温度(°C)

A_{f-w} : 日平均下水温度の振幅(°C) θ_{f-w} : 日平均下水温度における位相 (rad)

D_{j-a} : 通日 j 日の日平均外気温(°C) D_{j-w} : 通日 j 日の日平均下水温度(°C)

フーリエ級数で表現した結果を図 3-26, 表 3-10 に示す. なお, 表 3-10 には式 3-22～式 3-24 による, 平均値の差, 振幅比, および位相差である係数比較の結果を併記する.

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

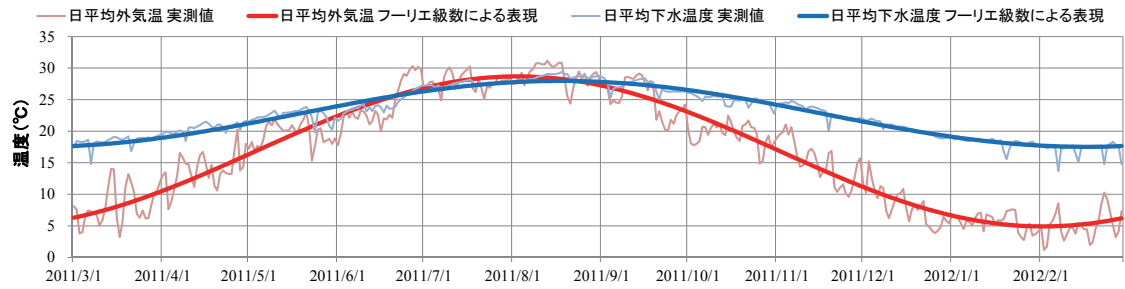


図 3-26 フーリエ級数で表現した日平均外気温と日平均下水温度

表 3-10 各温度のフーリエ級数近似式の係数とその比較

	外気温	下水温度	係数比較	
年平均(平均値) \bar{D}	16.8	22.7	平均値の差 α	5.95
振幅 A_f	11.9	5.22	振幅比 β	0.44
位相 θ_f	-1.10	-1.36	位相差 γ	-0.26

$$\alpha = \overline{D_w} - \overline{D_a} \quad \text{式 3-22}$$

$$\beta = A_{f_w} / A_{f_a} \quad \text{式 3-23}$$

$$\gamma = \theta_{f_w} - \theta_{f_a} \quad \text{式 3-24}$$

α : 年平均温度の差(K) β : 振幅比(-) γ : 位相差(rad)

これより、日平均外気温が式 3-10 で表現されるならば、表 3-10 の平均値の差 α 、振幅比 β 、位相差 γ を、式 3-25 に示すように式 3-10 に組み込むことにより、日平均外気温のデータを用いることによって、日平均下水温度を推定することができる。

$$D_{w_est}(j) = (\overline{D_a} + \alpha) + \beta A_{f_a} \sin\left(\frac{2\pi j}{T} + \theta_{f_a} + \gamma\right) \quad \text{式 3-25}$$

$D_{w_est}(j)$: 日平均外気温より推定する通日 j 日における日平均下水温度($^{\circ}\text{C}$)

ここで、他都市における検討を行い、提案する手法の活用が可能かの検討を行う。本検討では、福岡市において検討を行う。日平均外気温は気象庁における 2011 年のアメダス気象データを用いる。外気温、下水温度、係数比較との結果を表 3-11 に示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

表 3-11 福岡市における各温度のフーリエ級数近似式の係数とその比較

	外気温	下水温度	係数比較	
年平均(平均値) \bar{D}	17.7	22.9	平均値の差 α	5.18
振幅 A_f	11.5	5.84	振幅比 β	0.51
位相 θ_f	-1.02	-1.32	位相差 γ	-0.30

下水温度と推定温度との結果を図 3-27 に示す．結果としては，実測下水温度と推定下水温度との温度差の変換平均は 0.5°C となり，比較的よく推定できているといえる．

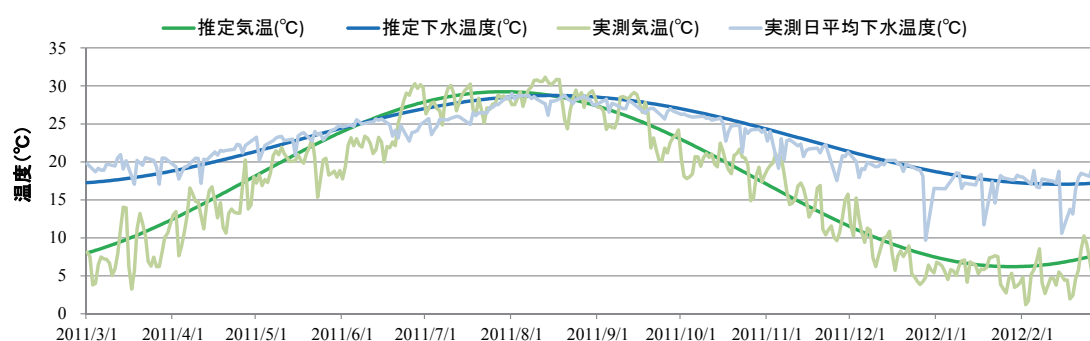


図 3-27 福岡市におけるフーリエ級数で表現した日平均外気温と日平均下水温度

以上より，本手法を用いると，地域を代表する気温の年間データさえ入手できれば，抽水所や処理場など下水施設の月平均下水温度を推定することが可能となる．なお，近隣の下水施設の下水温度実測データが入手できる場合は，推定式を用いずに実測値から月平均値を算出すればよい．

また，第 2 章で記述した通り，下水処理場で計測されたデータから算出した月別平均下水温度を，その処理区域全体のさまざまな幹線管路上地点における月別平均下水温度と比較しても大差はなかった．そのため，本手法では，地域を代表する気温の年間データから，その地域の様々な場所の下水温度を推定できると考えられる．

3.3.2 降水時の下水温度低下についての検討

これまで下水温度の推定方法を提案してきたが、その推定対象は晴天日における下水温度であり、降水時における下水温度は考えられていなかった。下水道の種類には、排水と雨水を同一管路で流す合流式と、排水と雨水を別々の管路で流す分流式があるが、都市では前者の合流式が多く採用されている。よって、都市では降水時になると、雨水が下水管路に流入するので、一般的に晴天日に比べ下水流量は増加し、下水温度は低下する。下水熱利用システムの安定的な運用や導入検討時に機器の効率を反映させた省エネ検討を行う場合には下水温度が必要となる。

1. 降水時の下水温度

降水時に下水温度がどの程度低下するかを把握するために、過去の研究で行なった下水温度の実測結果と、大阪市の降水量^[1]を併せて示す。図 3-28 に 2011 年 6 月における測点 3 の結果を、図 3-29 に 2012 年 2 月における測点 3 の結果を示す。

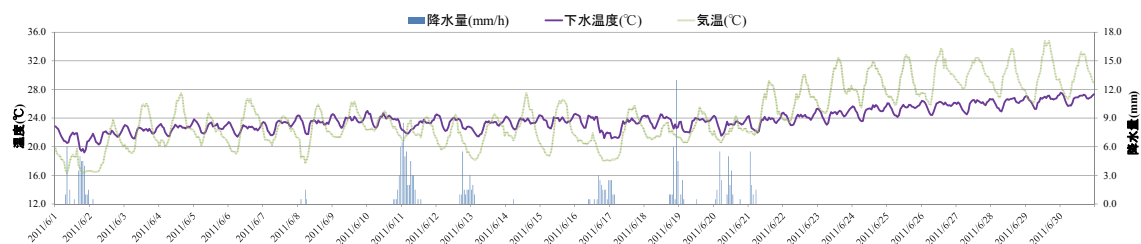


図 3-28 測点 3 の 2011 年 6 月における実測下水温度と降水量

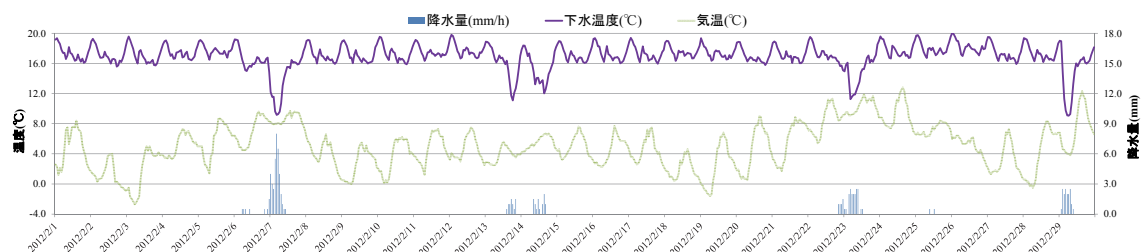


図 3-29 測点 3 の 2012 年 2 月における実測下水温度と降水量

図 3-28、図 3-29 より、下水温度の周期的な変化があるものの、降水時刻とほぼ同じ時刻に下水温度が低下していることがはっきりとわかる。

降水開始前の下水温度に比べ、6 月では最大 3K、2 月では最大 10K 程度の温度低下が見られる。ただし、下水温度は日ごとに異なり、1 日の下水温度には周期的な変化があるため、仮にその日に降水がなかった場合に推移した下水温度の値と、実際の降水時の下水温度の値との差(以下、温度差)がどの程度であるかは精確にはわからない。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

次に、単に降水量が多いと下水温度の低下が大きくなるわけではないことがわかる。例えば、図 3-28 の 6 月 18 日の夜遅くに 1 時間あたり 12mm 以上の雨が観測しているが、その時刻に下水温度の低下はあまり見られない。一方、図 3-28 の 6 月 16 日の夜遅くにも雨が観測されているが、1 時間あたり 3mm の雨にもかかわらず、下水温度の低下は 6 月 18 日よりも顕著に見られる。これは、降水量の大小ではなく、気温が影響していると考えられる。

また、下水温度は降水が終了してから数時間後には晴天日の温度帯に戻ることもわかる。つまり、降水が観測された日でも降水のある時間が一時的であれば、非降水日と同様の下水温度であると見なすことができると考えられる。

最後に、夏期においては少量の降水では下水温度があまり低下していないことがわかる。

II. 下水温度の低下が熱源機器に与える影響

降水によって下水温度が低下することで、下水熱利用システムで考えられている熱源機の成績係数（以降、COP と称す。）にどれくらい影響を与えるか数値シミュレーションによって把握する。数値シミュレーションの概要については、第 4 章にて示している。

本シミュレーションの熱源機には、ゼネラルヒートポンプ工業社製の ZQH-10W10-A を想定し、その熱源機のカatalogに示される機器性能から算出した機器特性式作成して用いる。図 3-30 に示した熱源機の COP と熱源機側熱源水出口温度の関係も機器性能の 1 つであり、このグラフにでは温水出口温度を 65℃とした場合の熱源機側熱源水出口温度(冷水出口温度)は最低で 5℃までしか検討されていない。つまり、本シミュレーションによって、熱源機側熱源水出口温度の出力値が 5℃未満の結果となった場合、その状態では熱源機が正常に稼働しないと考える。

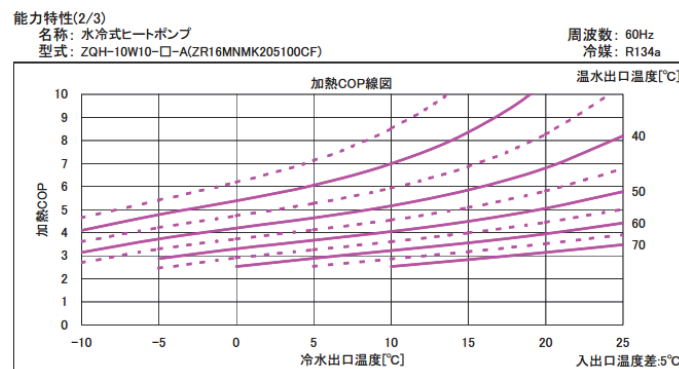


図 3-30 ZQH-10W10-A における COP と熱源機側熱源水出口温度の関係^[2]

以下の図 3-31 にシミュレーションの結果を示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

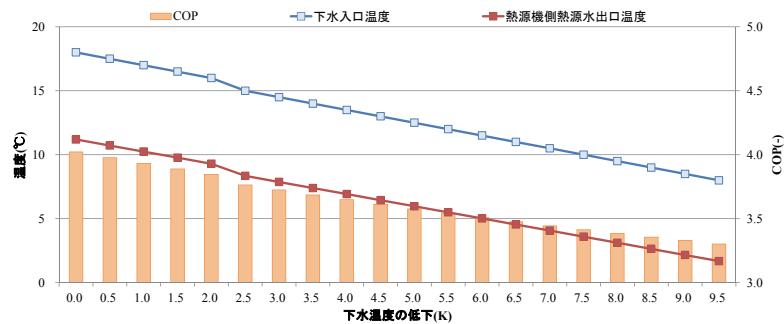


図 3-31 下水温度に対する熱源機器の COP

図 3-31 より，シミュレーションにより，下水入口温度が 9.5K 低下した場合でも，熱源機の COP が約 3.2 まで保たれるが，下水温度の低下が 6.0K になると熱源機側熱源水出口温度が 5℃を切る．よって，下水温度が 6.0K 低下することによって，熱源機などの建物設備に影響が生じると考える．

III. 検討手順

降水時の下水温度の低下についての検討が実測を行った大阪市だけでなく，様々な都市でも検討できることが望ましいとも考えられる．そこで，本論文では様々な都市における温度差そのものの大きさを推定するのではなく，様々な都市において年間またはある期間中に，一定値以上の温度差が発生する確率を把握する．

以上を踏まえ，以下に示す手順で降水時における下水温度の低下について検討を行う．

- ① 大阪市における実測結果を用いて温度差を詳細に把握する．
- ② 大阪市における温度差と，気象条件から得られる指標との相関を調べ，相関の強い指標を把握する．
- ③ 他都市における気象データを用いて温度差と相関の強い指標を作成し，その指標と温度差の相関関係を示した推定式を用いて，その都市における温度差を算出する．
- ④ 一定値以上の温度差が生じる時間を集計し，全体に対する割合を算出し，その値を降水によって下水温度が低下する確率と見なす．

IV. 仮想下水温度と温度差

本節では，降水時に仮に降水がなかった場合の下水温度と，実際の降水時の下水温度との差を温度差と呼ぶ．この温度差は，降水時の下水温度は実測データより簡単に得られるが，温度差の基準となる仮に降水がなかった場合の下水温度(以下，仮想下水温度)は簡単には得られない．そこで図 3-32 に示すように，実測データを加工して，仮想下水温度求め，温度差を算出する．

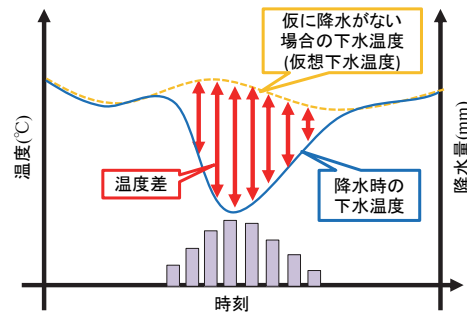


図 3-32 温度差の定義

V. 仮想下水温度と温度差の定義

仮想下水温度の設定手順を以下に示す。まず、図 3-33 に示すように第 2 章で算出した晴天日の月別時刻別平均下水温度と、降水による温度低下が見られる降水時を含む実測下水温度があるとする。

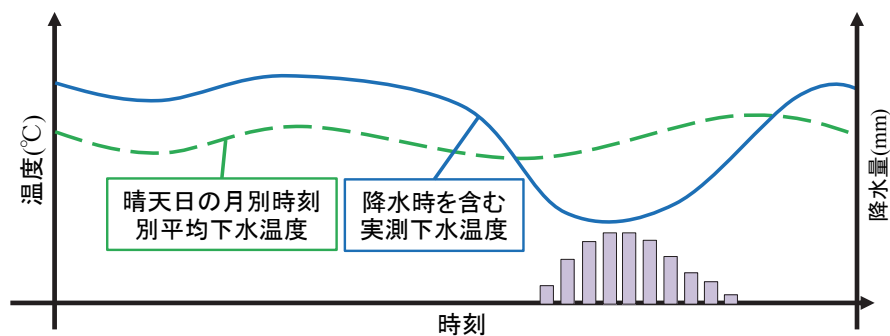


図 3-33 仮想下水温度の設定手順その 1

次に、図 3-34 に示すように、降水開始時刻の 24 時間前において、晴天日の月別時刻別平均下水温度と降水時を含む実測下水温度との差をとる。なお、この差はマイナスの値にもなりうる。

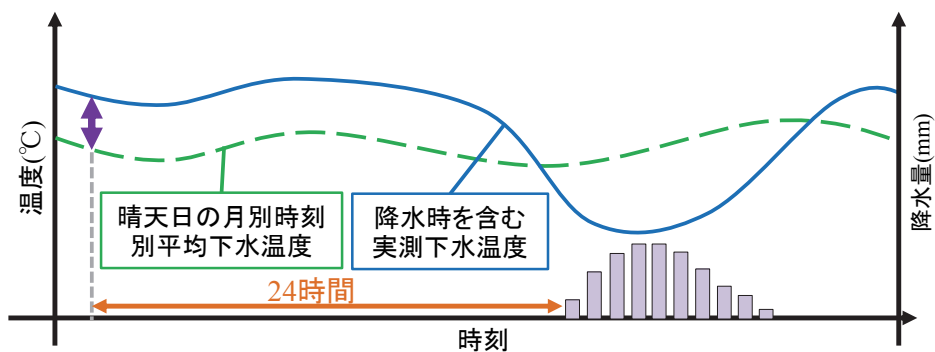


図 3-34 仮想下水温度の設定手順その 2

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

次に、図 3-35 に示すように、この差を全ての晴天日の月別時刻別平均下水温度の値に加え、加えられた値を仮想下水温度とする。なお、これら図 3-34, 図 3-35 の操作を本論文ではフィッティングと呼ぶこととする。

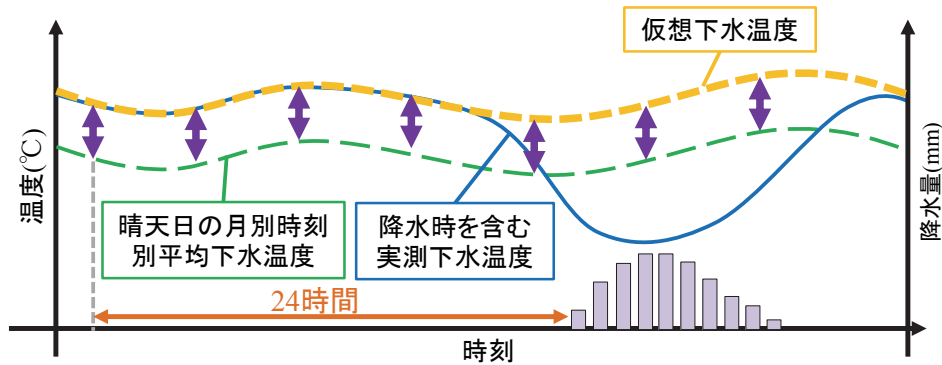


図 3-35 仮想下水温度の設定手順その 3

その後、図 3-36 に示すように、仮想下水温度と降水時を含む実測下水温度との差を温度差とする。

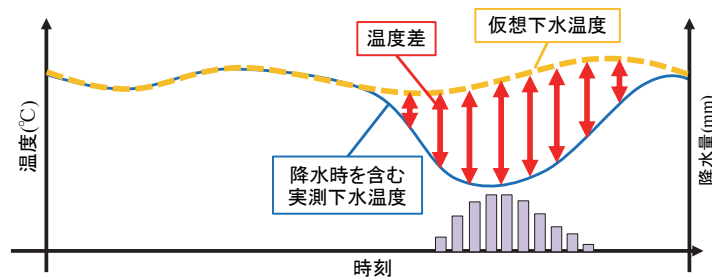


図 3-36 温度差の算出イメージその 1

フィッティング後、図 3-37 に示すように、仮想下水温度は、降水終了 24 時間後までに、次の降水がなければ消去し、温度差の算出を中止する。

また、降水終了時刻と次の降水開始時刻の間が 48 時間以上空いた場合は、同様に、次の降水開始時刻の 24 時間前において晴天日月別時刻別下水温度と降水時を含む実測下水温度との差をとり、その差を晴天日の月別時刻別平均下水温度に加えるフィッティングを行い、新たな仮想下水温度を作成して、温度差を算出する。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

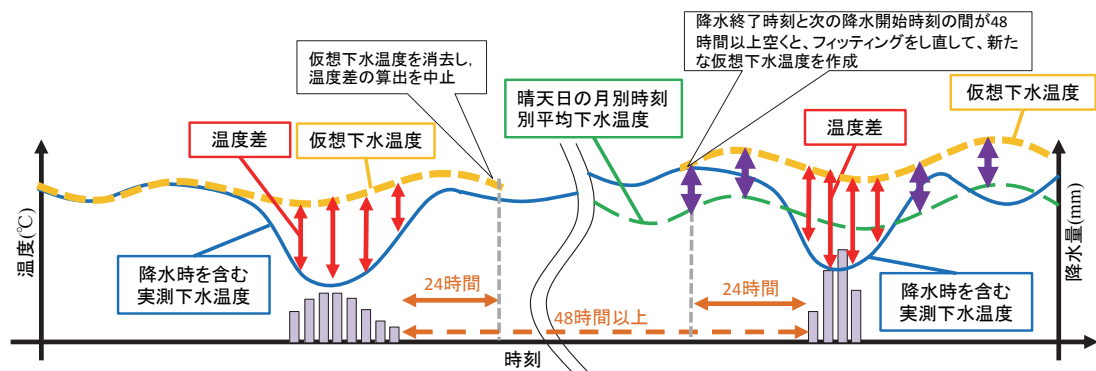


図 3-37 温度差の算出イメージその 2

具体例として、測点 5 における 2012 年 2 月の仮想下水温度を図 3-38 に示す。

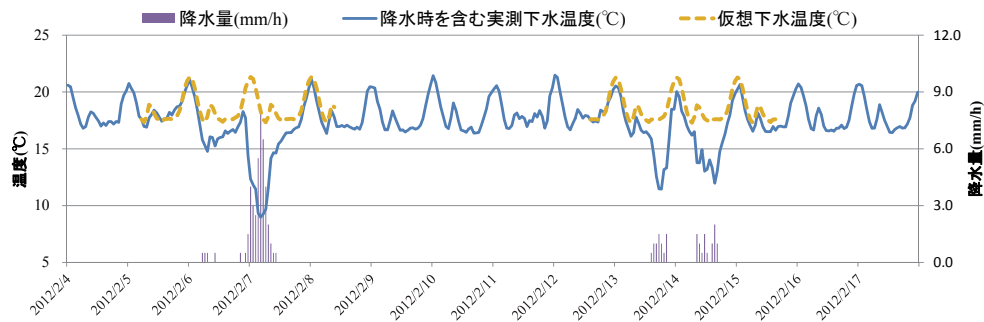


図 3-38 測点 5 における 2012 年 2 月の仮想下水温度

VI. 温度差の算出結果

一例として、図 3-39、図 3-40 に測点 5 と測点 D2 における、夏期(2011 年 8 月)と冬期(2012 年 2 月)の温度差発生状況を示す。

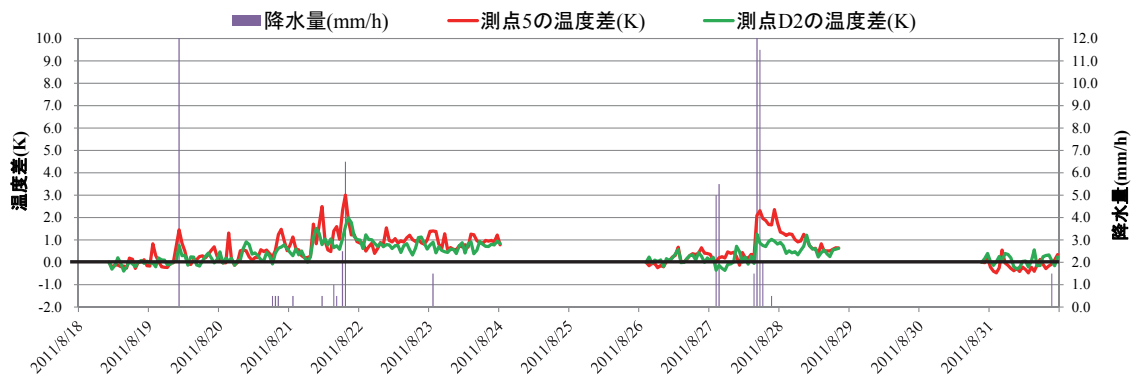


図 3-39 測点 5 と測点 D2 における夏期(2011 年 8 月)の温度差発生状況

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

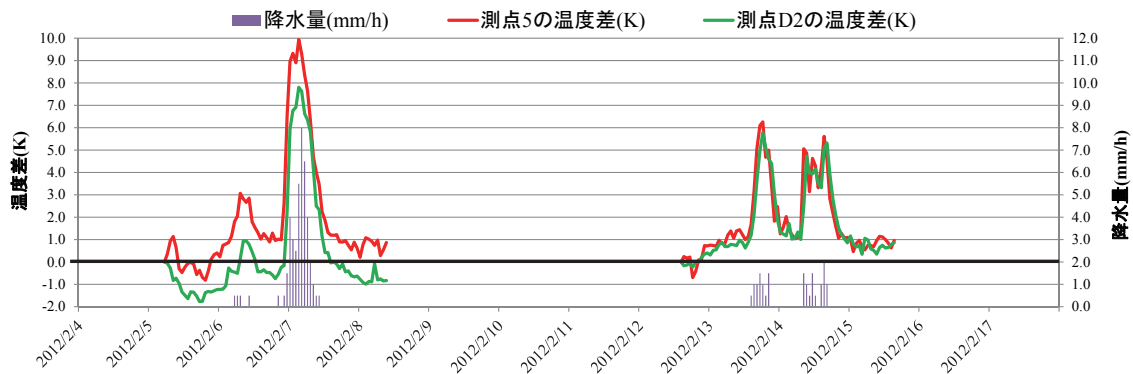


図 3-40 測点 5 と測点 D2 における冬期(2012 年 2 月)の温度差発生状況

図 3-39, 図 3-40 より, 測点ごとにより温度差の大きさが異なることがわかる。また, 同程度の降水量でも, 冬期の方が夏期よりも温度差が大きいことがわかる。

次に, 実測を行った測点の内, 日平均下水流量または集水域面積がそれぞれ異なる測点 5, 8, D2, T1, T2, T3 における月ごとの温度差最大値を図 3-41, 図 3-42 に示す。なお, 一部が実測期間外のため検討外である。

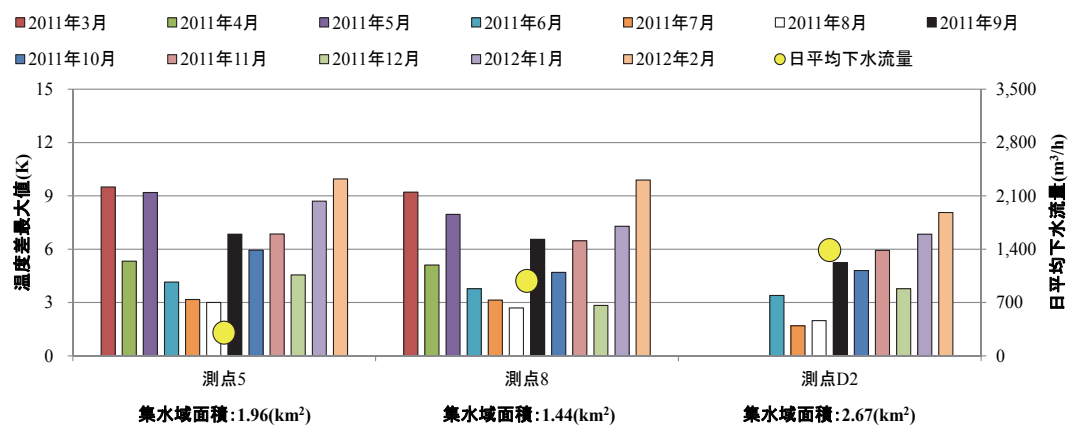


図 3-41 測点 5, 8, D2 における月ごとの温度差最大値と日平均下水流量

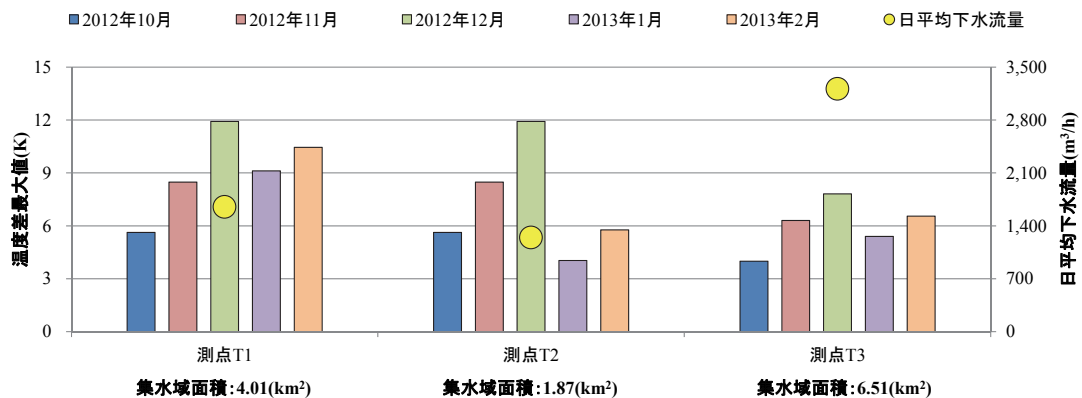


図 3-42 測点 T1, T2, T3 における月ごとの温度差最大値と日平均下水流量

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

図 3-41 より、主に冬期にかけて温度差の最大値が大きくなることがわかる。また、日平均下水流量が $1,000\text{m}^3/\text{h}$ 未満の測点 5 と測点 8 では温度差最大値にほとんど差がないのに対し、日平均下水流量が $1,000\text{m}^3/\text{h}$ 以上の測点 D2 では、温度差最大値が測点 5, 8 よりも小さいことがわかる。

図 3-42 より、測点 T1 の 2013 年 1, 2 月における温度差最大値が測点 T2, T3 よりも大きいことがわかる。また、日平均下水流量が $3,000\text{m}^3/\text{h}$ 以上の測点 T3 では、2012 年 10 月～12 月の温度差最大値が他の 2 測点に比べて小さいことがわかる。

図 3-39～図 3-42 のように、測点ごとに温度差が異なる要因には、測点ごとの日平均下水流量や集水域面積が考えられる。

VII. 温度差と相関を取る指標

降水時の下水温度の低下についての検討は、実測を行った大阪市だけでなく、他の都市でも行っておく。ここで、温度差と相関を取る指標には測点を持つデータである日平均下水流量や集水域面積を含めることが考えられるが、本論文ではこれらを含めず、どの都市でも簡易に得られる気象データから作成する。以下に、本論文で相関関係を求めるために作成した気象データより得られる指標を示す。

- 1) 積算降水量
- 2) 積算降水量×気温
- 3) 推定日平均下水温度－気温
- 4) 積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)

積算降水量とは、ある時刻から過去数時間まで積算した降水量のことであり、ここでの数時間は 2～5 時間としている。また、推定日平均下水温度とは、3.3.1 にて示した外気温とフーリエ級数近似式を用いて、年間の日平均外気温時系列データから 365 日分の日平均下水温度を推定したものである。

VIII. 温度差と指標との相関関係

以上の指標の中で、積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)において強い相関関係が見られた。一例として、図 3-43～図 3-46 に測点 5 における季節別の 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)を指標とした温度差との相関関係を示した推定式を示す。また表 3-12 に、測点 5, 8, D2, T1, T2, T3 において積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)を指標とした温度差との決定係数および相関係数の一覧を示す。なお、ここで指標作成のために用いた気象データは 2011, 2012 年度の大阪管区気象台の大阪市のデータである。その他、測点 T1, T2, T3 の中間期①(4～5 月)と夏期は実測期間外のため検討外である。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

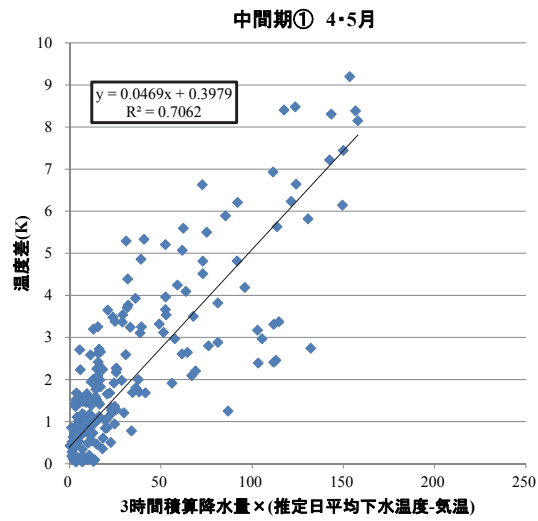


図 3-43 測点 5 における中間期①
の相関関係

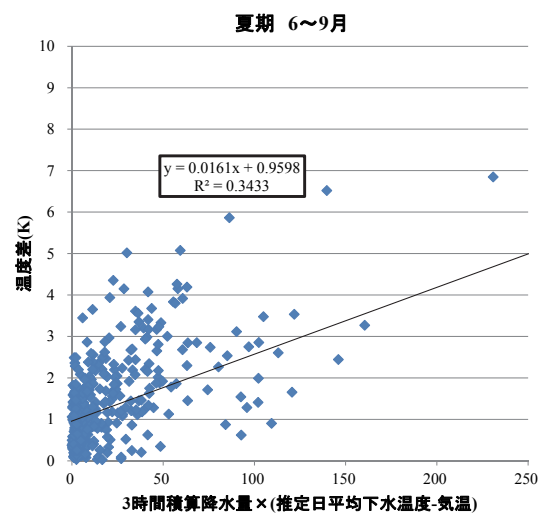


図 3-44 測点 5 における夏期の相関関係

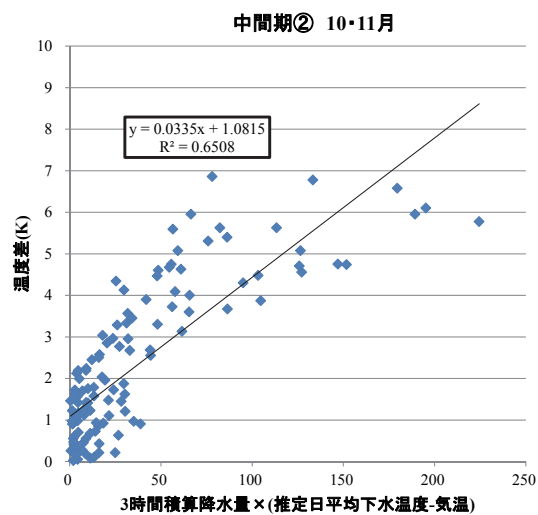


図 3-45 測点 5 における中間期②
の相関関係

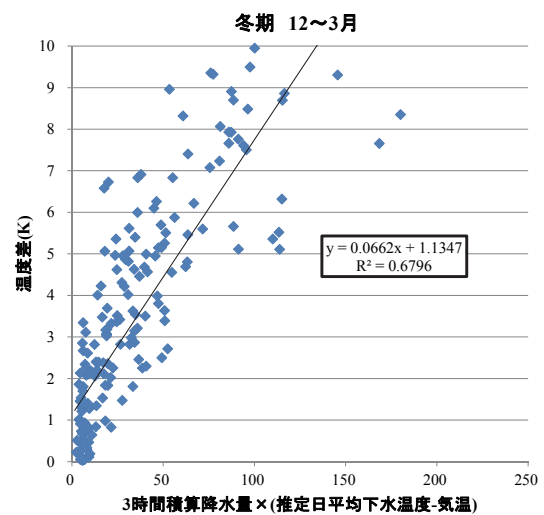


図 3-46 測点 5 における冬期の相関関係

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

表 3-12 温度差と指標の決定係数および相関係数

測点	季節	係数	気象データから得られる指標			
			2時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	3時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	4時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	5時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)
測点5	中間期① 4・5月	決定係数 R^2	0.6771	0.7062	0.7060	0.6908
		相関係数 R	0.8228	0.8404	0.8402	0.8311
	夏期 6～9月	決定係数 R^2	0.2940	0.3433	0.3548	0.3519
		相関係数 R	0.5422	0.5859	0.5956	0.5932
	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.6389	0.6508	0.6368	0.6107
		相関係数 R	0.7993	0.8067	0.7980	0.7815
	冬期 12～3月	決定係数 R^2	0.7020	0.6796	0.6409	0.5921
		相関係数 R	0.8378	0.8244	0.8005	0.7695
測点8	中間期① 4・5月	決定係数 R^2	0.7341	0.7671	0.7692	0.7575
		相関係数 R	0.8568	0.8758	0.8770	0.8704
	夏期 6～9月	決定係数 R^2	0.3175	0.3684	0.3750	0.3739
		相関係数 R	0.5635	0.6070	0.6124	0.6115
	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.7165	0.7243	0.7059	0.6725
		相関係数 R	0.8465	0.8511	0.8402	0.8201
	冬期 12～3月	決定係数 R^2	0.7734	0.7946	0.7780	0.7385
		相関係数 R	0.8795	0.8914	0.8821	0.8593
測点D2	中間期① 4・5月	決定係数 R^2	実測期間外			
		相関係数 R				
	夏期 6～9月	決定係数 R^2	0.0998	0.1166	0.1164	0.1158
		相関係数 R	0.3159	0.3414	0.3412	0.3402
	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.6175	0.6737	0.6994	0.6982
		相関係数 R	0.7858	0.8208	0.8363	0.8356
	冬期 12～2月 (3月は実測期間外)	決定係数 R^2	0.6316	0.6905	0.6983	0.6814
		相関係数 R	0.7947	0.8310	0.8356	0.8255
測点T1	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.6578	0.7166	0.6899	0.6285
		相関係数 R	0.8111	0.8465	0.8306	0.7928
	冬期 12～2月 (3月は実測期間外)	決定係数 R^2	0.6545	0.7139	0.7159	0.6908
		相関係数 R	0.8090	0.8449	0.8461	0.8312
測点T2	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.6578	0.7166	0.6899	0.6285
		相関係数 R	0.8111	0.8465	0.8306	0.7928
	冬期 12～2月 (3月は実測期間外)	決定係数 R^2	0.5358	0.5966	0.6129	0.6061
		相関係数 R	0.7320	0.7724	0.7829	0.7785
測点T3	中間期② 10・11月	決定係数 R^2	0.6940	0.7342	0.6979	0.6330
		相関係数 R	0.8331	0.8568	0.8354	0.7956
	冬期 12～2月 (3月は実測期間外)	決定係数 R^2	0.7014	0.7513	0.7479	0.7182
		相関係数 R	0.8375	0.8668	0.8648	0.8474

表 3-13 に決定係数と相関係数の判断基準を示す。

表 3-13 決定係数と相関係数の判断基準^{[17][18]}

単回帰分析における 決定係数 R^2		相関係数 R	
0.8以上	非常に良い	$1.0 \geq R \geq 0.7$: 高い相関がある
0.5以上	良い	$0.7 \geq R \geq 0.5$: かなり高い相関がある
0.25以上	やや良い	$0.5 \geq R \geq 0.4$: 中程度の相関がある

図 3-43～図 3-46, 表 3-12 より, 積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標と温度差の相関を取ると, 夏期を除く各季節において, 決定係数が 0.5 以上, 相関係数が 0.7 以上であり, 相関関係が強いことがわかる。特に, 測点にもよるが, 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標が最も相関が強いと考えられる。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

一方、夏期はデータが存在する各測点とも、決定係数が 0.4 未満、相関係数が 0.7 未満で相関が弱いことがわかる。

IX. 夏期における取扱

ここで表 3-144-6 に、測点 5, 8, D2 における夏期の温度差の発生状況と温度差最大値を示す。

表 3-14 測点 5, 8, D2 における夏期の温度差の発生状況と温度差最大値

		6月	7月	8月	9月
測点5	2.0K以上の温度差が生じる時間(h)	30	14	6	49
	3.0K以上の温度差が生じる時間(h)	9	1	1	27
	4.0K以上の温度差が生じる時間(h)	1	0	0	14
	温度差最大値(K)	4.15	3.17	3.00	6.85
測点8	2.0K以上の温度差が生じる時間(h)	26	9	4	52
	3.0K以上の温度差が生じる時間(h)	3	1	0	30
	4.0K以上の温度差が生じる時間(h)	0	0	0	16
	温度差最大値(K)	3.77	3.14	2.69	6.56
測点D2	2.0K以上の温度差が生じる時間(h)	8	0	0	63
	3.0K以上の温度差が生じる時間(h)	1	0	0	18
	4.0K以上の温度差が生じる時間(h)	0	0	0	6
	温度差最大値(K)	3.40	1.69	1.98	5.24

表 3-14 より、6, 7, 8 月は温度差の最大値は 6.0K 未満であり、4.6.2 での検討を踏まえると熱源機などの建物設備に影響を与えないことがわかった。

しかし、9 月は測点 5, 8 において、温度差の最大値が 6.0K 以上であり、4.6.2 での検討結果より建物設備に影響が生じると考えられる。

そこで、9 月のみの相関関係を調べる。図 3-47～図 3-49 に測点 5, 8, D2 における 9 月の 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)を指標とした温度差との相関関係を示した推定式を示す。また表 3-15 に、測点 5, 8, D2 において 9 月の積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)を指標とした温度差との決定係数および相関係数の一覧を示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

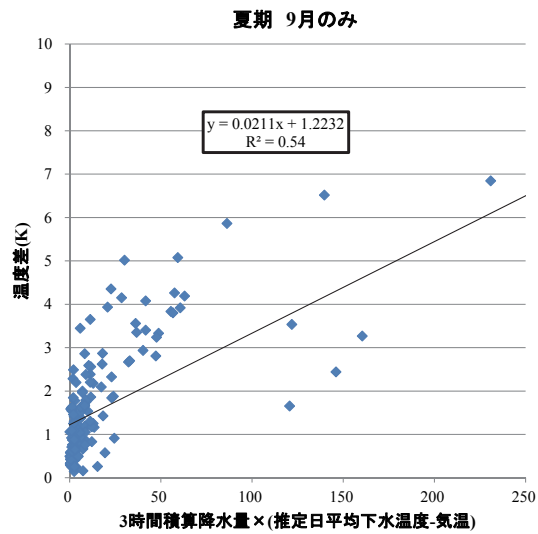


図 3-47 測点 5 における 9 月の相関関係

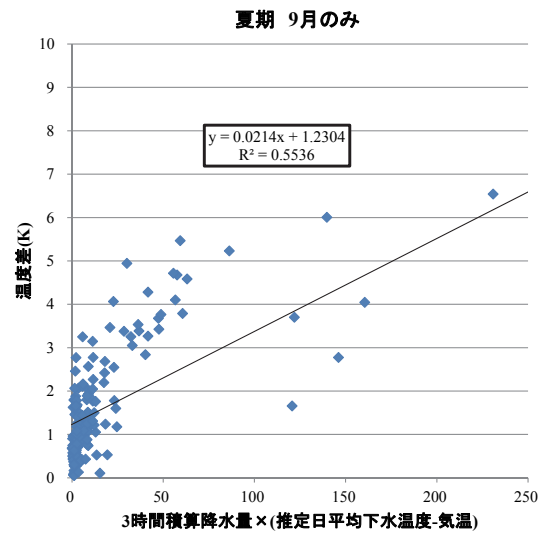


図 3-48 測点 8 における 9 月の相関関係

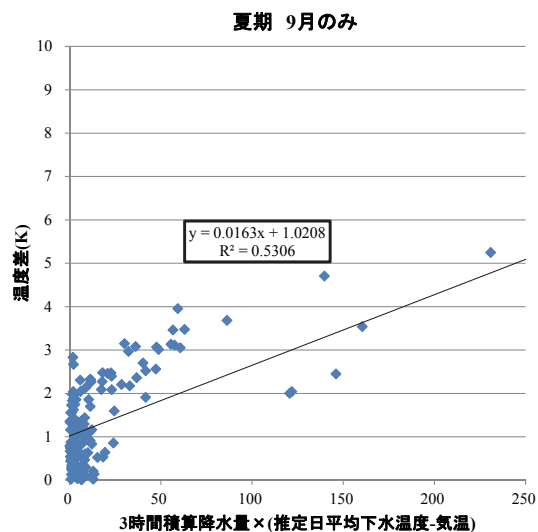


図 3-49 測点 D2 における 9 月の相関関係

表 3-15 9 月における温度差と指標の決定係数および相関係数

測点	季節	係数	気象データから得られる指標			
			2時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	3時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	4時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)	5時間積算降水量 ×(推定日平均下 水温度-気温)
測点5	夏期 9月のみ	決定係数 R^2	0.5498	0.5400	0.4994	0.4632
		相関係数 R	0.7415	0.7348	0.7067	0.6806
測点8	夏期 9月のみ	決定係数 R^2	0.5527	0.5536	0.5245	0.4981
		相関係数 R	0.7435	0.7440	0.7242	0.7057
測点D2	夏期 9月のみ	決定係数 R^2	0.5148	0.5306	0.5016	0.4762
		相関係数 R	0.7175	0.7284	0.7083	0.6901

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

図 3-47～図 3-49, 表 3-15 より, 積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標と温度差の相関を取ると, 積算降水量が 2～4 時間の場合は決定係数が 0.5 以上, 相関係数が 0.7 以上であり, 相関関係が強いことがわかる. 特に, 測点にもよるが 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標が最も相関が強いと考えられる.

以上より, 夏期を除く季節と 9 月は 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)を指標としたものと温度差との相関関係を示した推定式を, 大阪市の測点ごとの温度差データを参照してそれぞれ作成する. なお, 夏期の 6～8 月は生じる温度差が建物設備の影響を与えるほどではないことから, 推定式を作成せず, 生じる温度差を一切考慮しないこととする. 一例として, 以下の表 3-16 に測点 5, 8, D2 における各季節の推定式を示しておく.

表 3-16 測点 5, 8, D2 における各季節の推定式

測点 5	中間期① 4・5 月	$y=0.0469x+0.3979$	式 3-26
	夏期 9 月のみ	$y=0.0211x+1.2232$	式 3-27
	中間期② 10・11 月	$y=0.0335x+1.0815$	式 3-28
	冬期 12～3 月	$y=0.0662x+1.1347$	式 3-29
測点 8	中間期① 4・5 月	$y=0.0462x+0.2492$	式 3-30
	夏期 9 月のみ	$y=0.0214x+1.2304$	式 3-31
	中間期② 10・11 月	$y=0.0311x+0.9047$	式 3-32
	冬期 12～3 月	$y=0.0690x+0.5685$	式 3-33
測点 D2	夏期 9 月のみ	$y=0.0163x+1.0208$	式 3-34
	中間期② 10・11 月	$y=0.0276x+0.6633$	式 3-35
	冬期 12～3 月	$y=0.0626x+0.6621$	式 3-36

x : 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度-気温) (mm・K) y : 温度差 (K)

X. 他都市における温度差発生確率

大阪市の測点ごとにおける温度差と指標の相関関係から作成した推定式を用いて, 他都市における温度差発生確率を算出する.

まず, 他都市の標準年気象データを入手する. 標準年気象データとは, 気象庁の地域気象観測所(アメダス)で観測された気象データの欠測を補充し, アメダスで観測されていない日射量, 湿度, 大気放射量のデータを補充して作成された全国 842 地点の時別気象データである拡張アメダス(EA)気象データ^[20]の十数年分から, 月別にそれぞれ平均的な年を選択して繋ぎあわせた実在しない仮想の 1 年間の気象データである. 標準年気象データには, 1 時間間隔で 1 年分の気温, 降水量などの情報がある.

なお, このデータより, 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標を作成し, 図 3-50 に示すように, 夏期を除く各季節または 9 月の推定式に変数 x として代入し, 温度差 y を算出する.

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

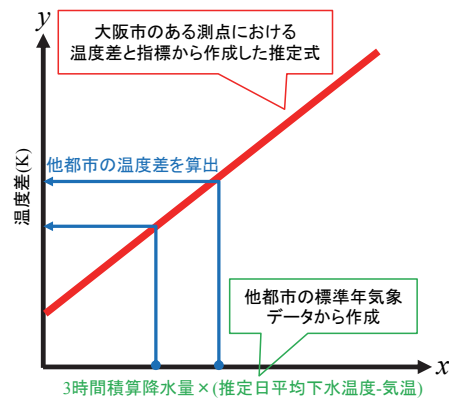


図 3-50 他都市の温度差の算出方法

本研究では一例として、東京都東京の標準年気象データを用いる． x に代入する指標中に含まれる推定日平均下水温度を算出するにあたり，本章の式 3-25 に，表 3-17 に示す標準年気象データの気温と大阪市測点 6 の下水温度から算出した係数 α ， β ， γ を用いて，周期 T を 365(日)として計算を行う．

表 3-17 推定日平均下水温度の算出式に用いる係数

	東京都東京の標準年気象データにおける気温	大阪市測点 6(海老江下水処理場)における下水温度	係数比較	
年平均(平均値) \bar{D}	16.6	22.7	平均値の差 α	6.18
振幅 A_f	10.4	5.22	振幅比 β	0.50
位相 θ_f	-1.08	-1.36	位相差 γ	-0.28

推定日平均下水温度の算出にあたり，本来ならば，下水温度データには検討を行う都市の下水処理場におけるデータを用いるべきであるが，図 3-51 に示すように，大阪市の海老江下水処理場(測点 6)と東京都の芝浦水再生センターの月別平均下水温度を比較するとほとんど差はないことから，ここでは東京都東京における検討では大阪市の海老江下水処理場の下水温度データを用いて進めることとする．

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

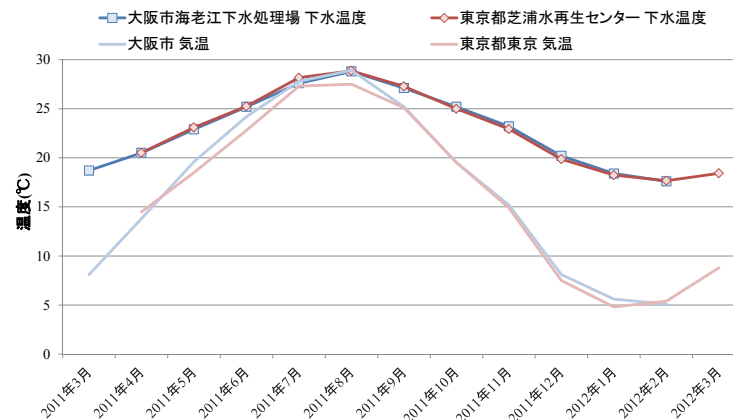


図 3-51 大阪市海老江下水処理場と東京都芝浦水再生センターの月別平均下水温度

一例として、大阪市の測点 5 における温度差を参照して作成した推定式(式 3-26～式 3-29)に、東京都東京の標準年気象データから作成した 3 時間積算降水量×(推定日平均下水温度－気温)の指標を代入して温度差を算出する。表 3-18 に算出した結果と、式 3-37 より算出した年間における 2.0, 3.0, 4.0K 以上の温度差発生確率を示す。

表 3-18 測点 5 を参照して作成した推定式を用いた場合の東京都東京の温度差

季節	期間時間数(h)	2.0K以上の温度差 発生時間数(h)	4.0K以上の温度差 発生時間数(h)	6.0K以上の温度差 発生時間数(h)
中間期① 4・5月	1464	27	1	0
夏期 6～8月	2208			
夏期 9月のみ	720	40	3	0
中間期② 10・11月	1464	44	5	3
冬期 12～3月	2904	142	67	45
年間	8760	253	76	48
年間確率		2.0K以上の温度差 発生確率(%)	4.0K以上の温度差 発生確率(%)	6.0K以上の温度差 発生確率(%)
		2.89	0.87	0.55

$$\text{年間にZ(K)以上の温度差発生確率 (\%)} = \frac{\text{年間にZ(K)以上の温度差発生時間数(h)}}{\text{年間時間数(h)}} \times 100 \quad \text{式 3-37}$$

表 3-18 より、測点 5 を参照した推定式を用いた場合、東京都東京では、年間における 2.0K 以上の温度差発生確率 2.89%、4.0K 以上の温度差発生確率は 0.87%、6.0K 以上の温度差発生確率はわずか 0.55%となることがわかる。

ここで測点 5 以外の年間の実測データが存在する他の測点を参照した場合の推定式を用いた場合における 6.0K 以上の温度差発生確率を表 3-19 に示す。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

表 3-19 各測点を参照した場合における 6.0K 以上の温度差発生確立

季節	期間時間数(h)	6.0K以上の温度差発生時間数(h)						
		測点1	測点2	測点3	測点6	測点7	測点8	測点10
中間期① 4・5月	1464	0	0	0	0	0	0	0
夏期 6～8月	2208							
夏期 9月のみ	720	0	0	0	0	0	0	0
中間期② 10・11月	1464	3	4	3	3	3	3	3
冬期 12～3月	2904	47	39	38	32	47	38	47
年間	8760	50	43	41	35	50	41	50
年間確率		6.0K以上の温度差発生確率(%)						
		0.57	0.49	0.47	0.40	0.57	0.47	0.57

表 3-19 より，どの測点の温度差を参照した場合の推定式を用いても，6.0K 以上の温度差発生確立は最高でも 0.57(%)となっている。

結果として，東京都東京においては，下水熱利用における建物設備に影響を与えるとされる 6.0K 以上の下水温度の低下が起こる確率は年間で 1.0%にも満たない。

降水時の下水温度低下の検討結果より，下水熱利用において降水時の下水温度低下による影響はほとんど無視することができるといえる。

3.4 まとめ

本章では、下水の流量及び温度の推定手法を提案した。以降に得られた知見を示す。

3.4.1 下水流量推定法のまとめ

本章では、都市内の各地点における日平均下水流量と時刻別平均下水流量を推定する方法を提案し、大阪市内の15地点において推定値と実測値の比較を行った。その結果、建物延床面積比率分配法(流量推定法②)を用いた場合の日平均下水流量の推定値は、11地点において実測値に対する推定値の比率が0.64~1.17となり推定精度が良いことがわかった。また、時刻別平均下水流量の推定では、日平均下水流量の推定精度が良い地点において、朝方の下水流量が落ち込む時間帯において推定精度が若干悪くなるものの、その他の時間帯は比率が1.50以下となっており、推定精度が良い結果となった。

その他、福岡市の中部水処理センターとその上流の浜の町ポンプ場における月平均下水流量より、提案した推定方法が大阪市だけでなく、他都市でも適用可能であるか検証を行った。その結果、実測値に対する推定値の比率は0.80~1.00となり、推定精度が良いことがわかった。

以下の図3-52にて提案した下水流量推定法のフロー図を示す。

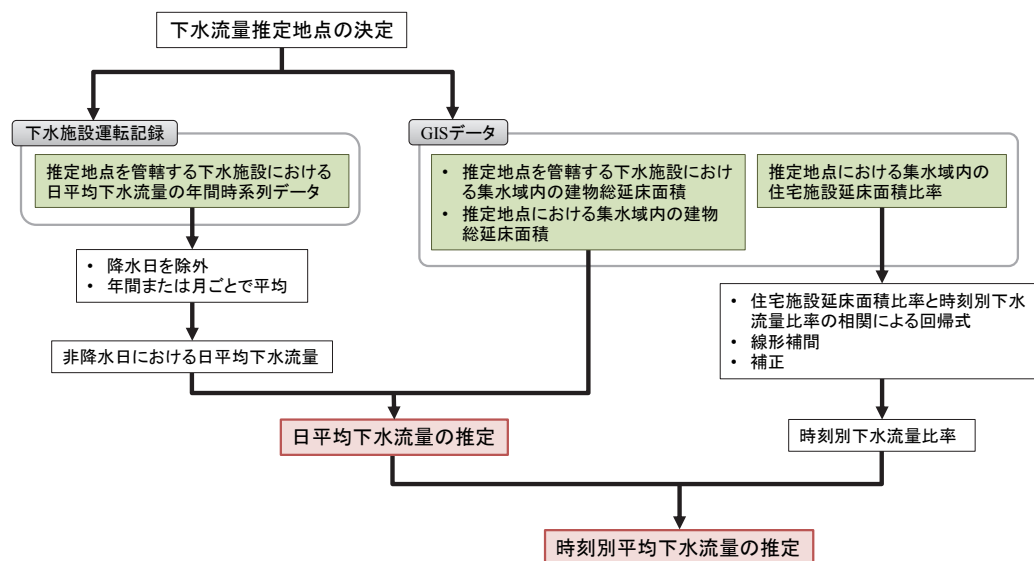


図 3-52 下水流量推定法のフロー図

3.4.2 下水温度推定法のまとめ

本章では、第2章での大阪市内における下水温度の実測結果をもとに、外気温と下水温度との相関関係から、月別平均下水温度を推定する手法を提案した。下水温度に関しては、時刻変動が少ない点と、導入検討時の設計等においても、時刻別の下水温度までは不要であるため、月別平均下水温度の推定手法と大阪市以外でも適用が可能かの検討を行った。検討結果として、下水温度推定手法は、大阪市における実測結果から各月の平均外気温と下水温度との近似式を示した。また、提案した近似式を他都市で適用した結果、実測下水温度と推定下水温度との温度差は、福岡市(2012年)で、約 $-2.5 \sim 0.5^{\circ}\text{C}$ 、仙台市(2009年)で、約 $-4.8 \sim 2.6^{\circ}\text{C}$ となり、よく推定できていることが確認できた。

以下の図3-53に本章にて提案した下水温度推定法のフロー図を示す。以降の章では、このフロー図に従い、月ごとの時刻別平均下水温度の推定を行い、下水熱ポテンシャルの算出に用いる。

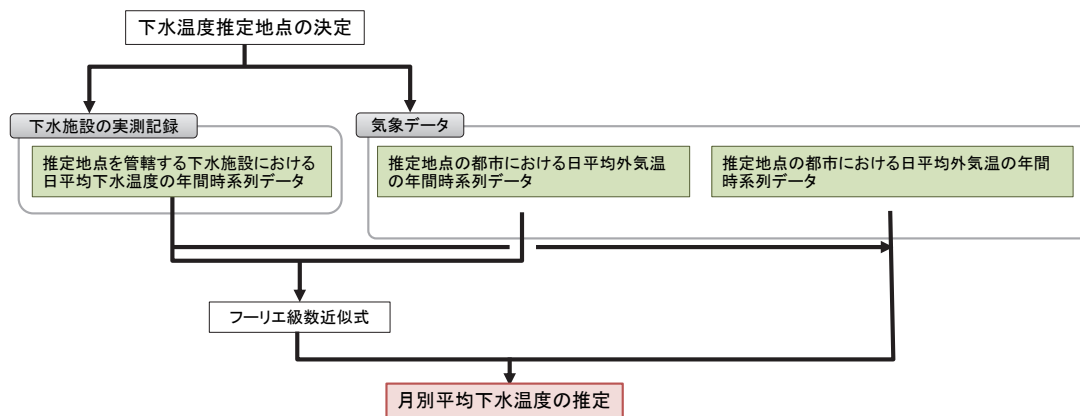


図 3-53 下水温度推定法のフロー図

その他、降水時の下水温度低下が 6.0K 以上の場合になると下水熱利用における建物設備に影響が生じるとし、 6.0K 以上の温度差が発生する確率を、東京都東京を例に算出した。その結果、東京都東京における 6.0K 以上の温度差発生確率は 1.0% にも満たないことがわかり、降水時の下水温度低下による影響はほとんど無視することができると考えられた。

第3章 下水の流量・温度推定法の提案

【参考文献】

- [17] 岩永 雅也・大塚 雄作・高橋 一男, 社会調査の基礎(放送大学テキスト), 放送大学教育振興会・NHK 出版, 改訂版, 2001 年 3 月 20 日
- [18] 管 民郎, Excel で学ぶ多変量解析入門, オーム社, 2001 年 12 月 25 日
- [19] 福岡市道路下水道局, <http://www.city.fukuoka.lg.jp/doro-gesuido/>, 閲覧日 2014 年 2 月 9 日
- [20] 国土交通省気象庁, www.jma.go.jp/jma/menu/obsmenu.html, 閲覧日, 2013 年 12 月 1 日
- [21] ゼネラルヒートポンプ工業電子カタログ Ver. 1.27, ゼネラルヒートポンプ工業株式会社
- [22] 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧 4 給排水衛生設備設計篇,(1995),p92
- [23] 公益社団法人日本下水道協会, 下水道統計(平成 21 年度版)CD-ROM 付(第 66 号), 2011 年

第4章 下水熱利用導入効果の検討

第4章 下水熱利用導入効果の検討

4.1 はじめに

本章では、下水熱利用システムを導入することによる導入効果の検討を行う。具体的には、まず後述の5章で用いる給湯システムシミュレーションの方法を詳述する。次に、シミュレーションと実環境試験における運転結果を比較し、省エネルギー効果の指標として用いる成績係数がシミュレーションと実測との間で差がないことを確認する。

その後、既存建物の給湯システムが、ガスボイラーのシステムや空冷式ヒートポンプシステムの場合と、下水熱利用システムを導入した場合とで比較を行い、一次エネルギー消費量やエネルギーコストなどについて比較を行い、導入効果の検討を行う。最後に、建物用途や建物規模をパラメータとして変化させた場合における下水熱利用システムの導入による一次エネルギー削減効果を原単位としてまとめる。

4.2 システムシミュレーション手法について

本研究のシステムシミュレーションでは、全体の都市エネルギーシステムを要素ごとに分けて考え、個々の要素を要素化し、要素を接続してシステム全体の解析を行う。

要素は熱源機器、熱交換器、取水による分流、排水による合流、下水管路等のシステム構成要素に分割する。各要素について、流体の流量、圧力、温度を入出力状態量として、連続の式、運動方程式、エネルギー方程式、機器特性式を作成する。各式はエクセルのソルバーを使用してニュートンラプソン法により要素全体の連立方程式を解く。ある要素で解かれた式モデルの出力状態量を、図 4-1 に示す様に接続された先の要素へと渡し、次の要素で入力パラメータとすることにより未知数を減らしている。

本項では、4.5 項以降にて行う、下水熱利用システムの導入効果を検証するための手法を示している。

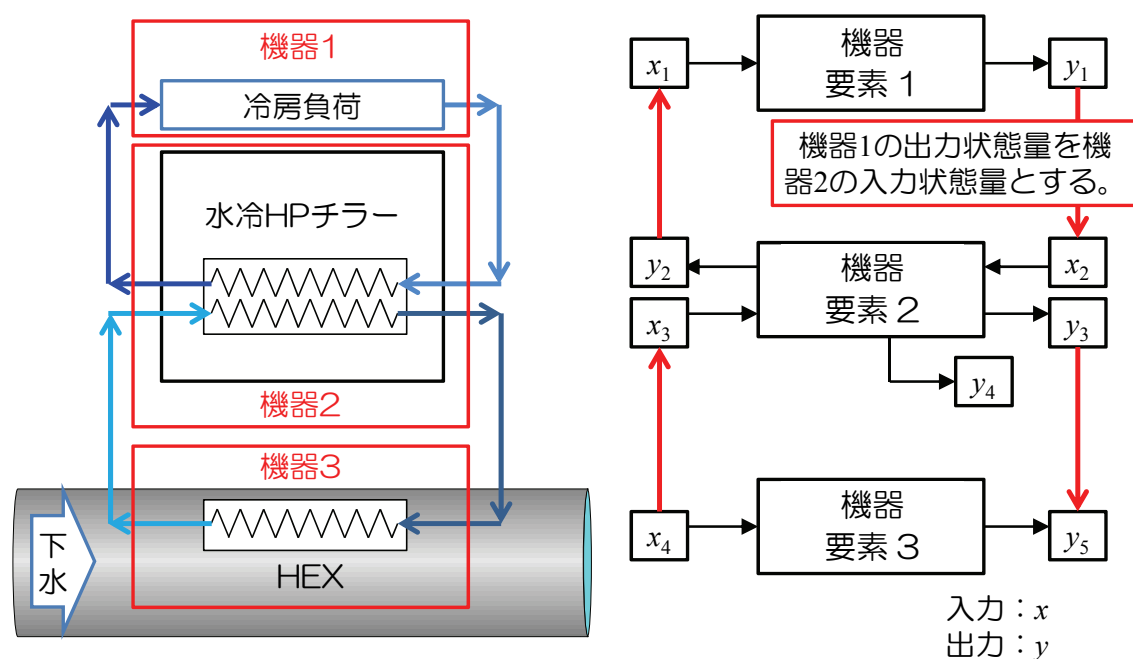
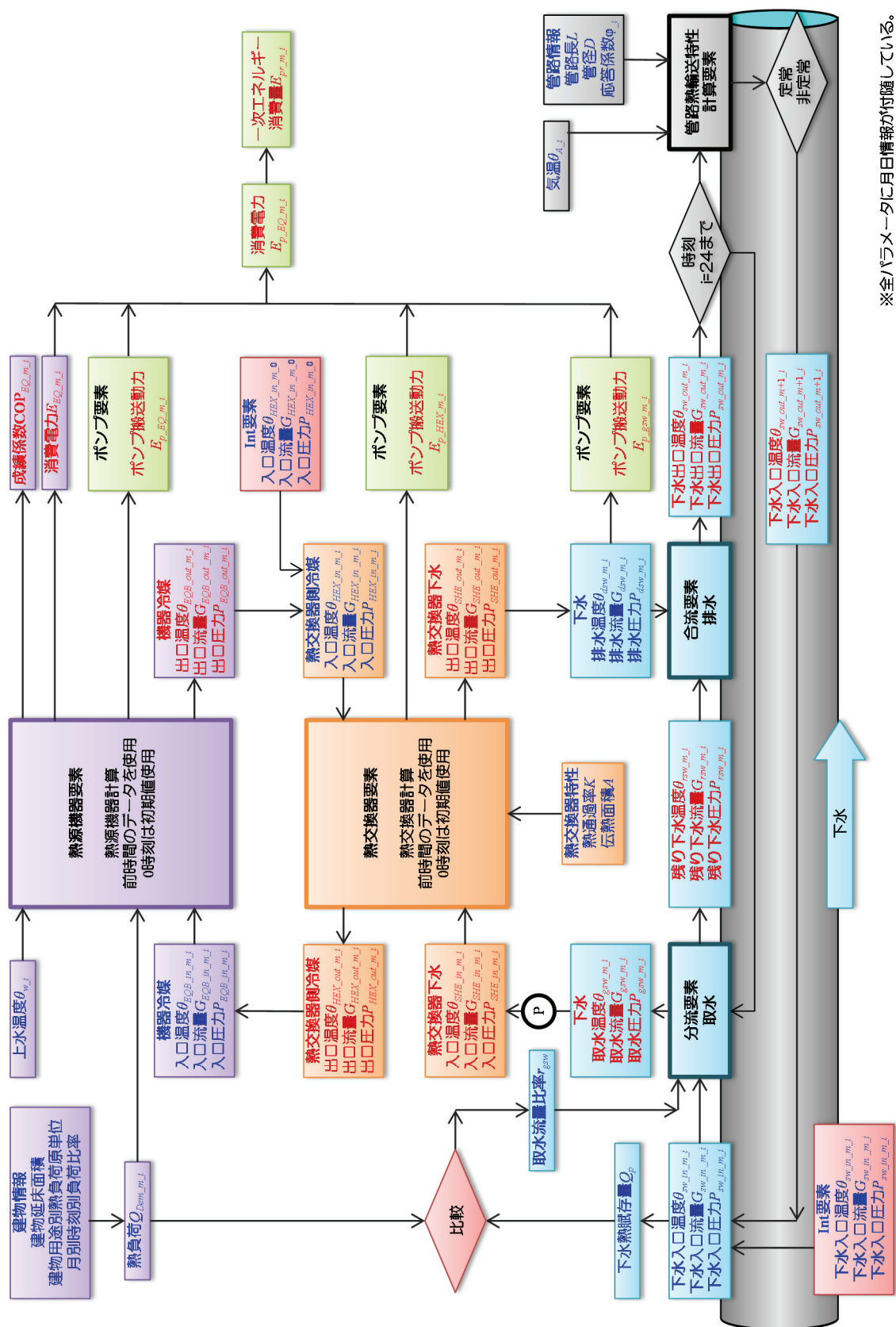


図 4-1 計算方法の概念図

4.2.1 システムシミュレーションの計算の流れ

システムシミュレーションの計算フロー図を図 4-2 に示す。要素間で受け渡すデータは流体の流量、圧力、温度であり、これらをまとめて流体の状態量と呼ぶこととする。以下①～⑦にシステムシミュレーションの流れを記す。



※全パラメータに月日情報が付随している。
※各月代表日にて計算を行う。

図 4-2 シミュレーションの計算フロー図

第4章 下水熱利用導入効果の検討

■シミュレーションの流れ

① 下水データ要素（取水）

<入力データ>

下水入口温度，下水入口流量，下水入口圧力

<出力データ>

取水下水温度，取水下水流量，取水下水圧力，残り下水温度，残り下水流量，残り下水圧力

実測や推定により得られた下水温度・流量を下水データ要素にセットする．そして，下水データ要素から熱交換する下水の取水量を決定し，取水下水状態量を熱交換器要素へ送る．

② 熱交換器要素

<入力データ>

熱通過率，伝熱面積，熱交換器下水入口温度，流量，圧力，熱交換器側冷媒入口温度，熱交換器側冷媒流量，熱交換器側冷媒圧力

<出力データ>

熱交換器下水出口温度，熱交換器下水出口流量，熱交換器下水出口圧力，熱交換器側冷媒出口温度，熱交換器側冷媒出口流量，熱交換器側冷媒出口圧力

熱交換器要素では下水取水状態量を熱交換器下水入口状態量として，熱源機器冷媒出口状態量を熱交換器側冷媒状態量として受け取り，下水と熱源機器の冷媒での熱交換を行う．熱交換後，熱源機器側冷媒出口状態量は機器冷媒入口状態量として熱源機器へと還る．また，下水を下水本流へと還し本流と合流させる．なお，熱交換器特性として熱通過率および伝熱面積を決定する必要がある．また，計算初期は初期データを用いる．

第4章 下水熱利用導入効果の検討

③ 下水データ要素（合流）

<入力データ>

排水下水温度，排水下水流量，排水下水圧力，残り下水温度，残り下水流量，残り下水圧力

<出力データ>

下水出口温度，下水出口流量，下水出口圧力

熱交換後の排水下水は取水時の残り下水と合流する．取水時の残り下水の状態量と排水下水状態量から下水出口状態量を求める．下水出口状態量は，管路熱輸送特性計算要素へと渡される．

④ 熱源機器要素

<入力データ>

機器冷媒入口温度，機器冷媒入口流量，機器冷媒入口圧力

<出力データ>

機器冷媒出口温度，機器冷媒入口流量，機器冷媒入口圧力，機器消費電力，COP

熱源機器要素では，熱交換後の熱交換器側冷媒出口状態量を機器冷媒入口状態量として受け取る．また，建物情報と熱負荷原単位から熱負荷を受け取り，冷房，給湯の何れかを行う．そして機器冷媒出口状態量を熱交換器側冷媒入口状態量として再び熱交換器へと渡す．また，熱源機器の消費電力およびCOPを出力する．

なお，熱源機器は冷房，給湯により，機器構成，負荷の与え方が異なるため，図 4-3 に別途熱源機器周りの計算フロー図を示す．

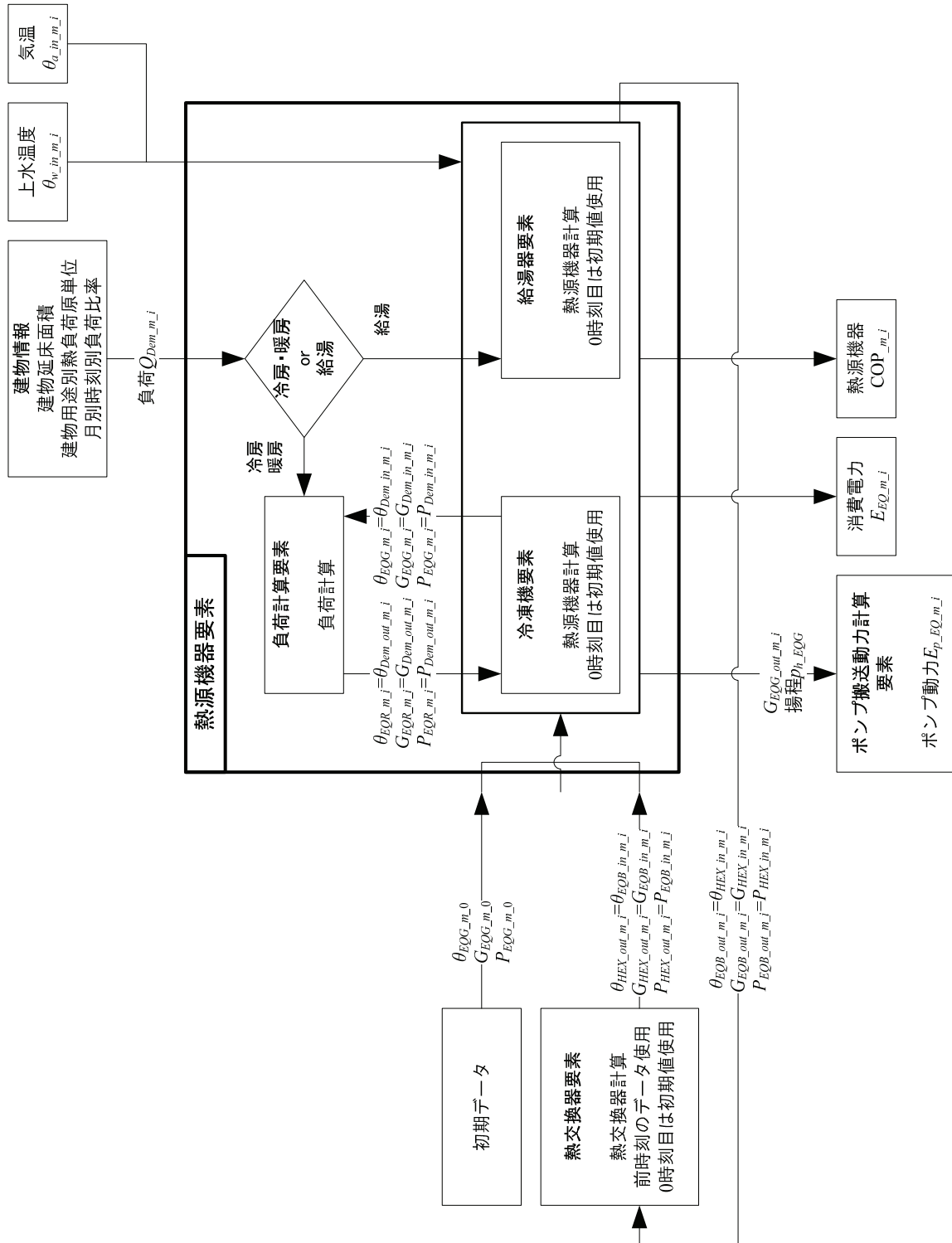


図 4-3 熱源機器周り計算フロー図

第4章 下水熱利用導入効果の検討

⑤ 管路熱輸送特性計算要素

<入力データ>

管路入口水温，管路入口流量，管路入口圧力

<出力データ>

管路出口水温，管路入口流量，管路入口圧力

①～③を24時間分計算した後に，下水データ要素の24時間分の下水出口データ（熱交換後の下水と混合後の下水データ）を，管路熱輸送特性計算要素へと渡す。

下水データ要素から受け取った下水出口状態量を管路の入口状態量として，同一管路上の次の下水熱活用場所における下水温度を算出する。なお，算出された管路出口状態量は次の熱利用・融通建物での下水入口状態量として使用される。

⑥ ポンプ搬送動力計算要素

<入力データ>

流量，揚程

<出力データ>

ポンプ消費電力

ポンプ搬送動力計算要素では，ポンプ流量と揚程からポンプ搬送動力を算出する。下水データ要素，熱交換器要素，熱源機器要素から，取水下水流量，熱交換器側冷媒出口流量，負荷側往流量と揚程データを受け取り，それぞれの流体のポンプ搬送動力を算出する。

⑦ 消費電力，一次エネルギー消費量，原油換算量，効率向上効果の計算

24時間分の熱源機器の消費電力と⑦で求めた各ポンプ搬送動力を合計し，システム全体で消費した一次エネルギー消費量を算出する。現状システムの一次エネルギー消費量も算出し，システム導入による効率向上効果を算出する。

なお，電力の一次エネルギー換算値はエネルギーの仕様の合理化に関する法律（省エネ法）より9970kJ/kWhを使用する。電気のCO₂排出係数および原油発熱量は経済産業省「算定・報告・公表制度における算定方法・排出係数一覧(H22年3月改定後)」より関西電力のCO₂実排出係数0.355kgCO₂/kWhと，38.2GJ/kLを利用する。また，都市ガスの発熱量とCO₂排出係数は44.8MJ/m³，2.23kgCO₂/m³とする。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

$$\text{効率向上効果} = \frac{\text{現状システムの一次エネルギー消費量}}{\text{導入システムの一次エネルギー消費量}} \quad \text{式 4-1}$$

$$(\text{一次エネルギー使用量}) = (\text{消費電力}) \times (\text{一次エネルギー換算係数}) \quad \text{式 4-2}$$

$$(\text{CO}_2 \text{ 排出量}) = (\text{消費電力}) \times (\text{電気 CO}_2 \text{ 排出係数}) \quad \text{式 4-3}$$

$$(\text{原油換算量}) = (\text{原油発熱量}) \times (\text{一次エネルギー使用量}) \quad \text{式 4-4}$$

4.3 各機器の特性式の作成

本論文で作成した各機器要素の特性式について順に示す。整理したモデルは主に熱源機器、熱交換器、補機類(蓄熱槽、ポンプ、冷却塔)である。なお、4.5項以降の下水熱利用システムの導入効果におけるシステムシミュレーションにて本項の特性式を用いる。

4.3.1 冷凍機・水冷式ヒートポンプの特性式

作成した熱源機の特性を示す。

I. インバータターボ冷凍機

インバータターボ冷凍機の特性式を示す。

i. 機器特性

インバータターボ冷凍機 AART-30I(三菱重工)^[26] の定格能力を表 4-1 に示す。

表 4-1 インバータターボ冷凍機 AART-30I 定格能力

項目	インバータターボ冷凍機 AART-30I	
冷凍能力	1055	kW
冷却水流量	48.3	m ³ /h
冷却水温度 入口/出口	32/37	℃
冷水流量	70.9	m ³ /h
冷水温度 入口/出口	12/7	℃
インバータ入力	189	kW
COP	5.58	-

ii. 特性式

以下にインバータターボ冷凍機 AART-30I についての連続の式、運動方程式、エネルギー方程式、機器固有特性式を示す。なお、本要素において、冷水、冷却水の流量、圧力は一定とし、機器固有特性式は、能力線図から COP についての近似式を作成している。入出力変数と近似式についての係数を表 4-2 表 4-3 に示す。

・連続の式

$$G_{chi_in} = G_{chi_out} \quad \text{式 4-5}$$

$$G_{cool_in} = G_{cool_out} \quad \text{式 4-6}$$

・運動方程式

$$P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-7}$$

$$P_{cool_in} = P_{cool_out} \quad \text{式 4-8}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = G_{cool} C_w (\theta_{cool_out} - \theta_{cool_in}) \quad \text{式 4-9}$$

$$Q_{EVA} = G_{chi} C_w (\theta_{chi_in} - \theta_{chi_out}) \quad \text{式 4-10}$$

第4章 下水熱利用導入効果の検討

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-11}$$

・ 機器固有特性式

$$Q_{EVA} = COP \cdot E_{ref} \quad \text{式 4-12}$$

$$COP = a \cdot \theta + b \cdot q + c \cdot \theta \cdot q + d \cdot \theta^2 + e \cdot q^2 + f \quad \text{式 4-13}$$

$$q = Q_{EVA} / Q_{EVA_r} \quad \text{式 4-14}$$

$$E_{ref} = 0.86 \cdot \beta \cdot W \quad \text{式 4-15}$$

表 4-2 入出力変数

入力			出力		
θ_{cool_in}	冷却水入口水温	(°C)	θ_{cool_out}	冷却水出口水温	(°C)
θ_{chi_in}	冷水入口水温	(°C)	θ_{chi_out}	冷水出口水温	(°C)
G_{cool_in}	冷却水入口流量	(m³/s)	G_{cool_out}	冷却水出口流量	(m³/s)
G_{chi_in}	冷水入口流量	(m³/s)	G_{chi_out}	冷水出口流量	(m³/s)
P_{cool_in}	冷却水入口圧力	(kPa)	P_{cool_out}	冷却水出口圧力	(kPa)
P_{chi_in}	冷水入口圧力	(kPa)	P_{chi_out}	冷水出口圧力	(kPa)
Q_{EVA_r}	定格冷却能力	(kW)	Q_{CON}	排熱量	(kW)
W	インバータ入力	(kW)	Q_{EVA}	冷凍能力	(kW)
β	インバータ効率	(-)	E_{ref}	消費電力	(kW)
-	-	-	q	部分負荷率	(-)
-	-	-	COP	成績係数	(-)

表 4-3 係数表

係数	値
a	-1.96505
b	4.871706
c	0.458584
d	0.02588
e	-11.97278
f	35.0114

II. 産業用・業務用水熱源自然冷媒(CO₂)ヒートポンプ給湯器

次に、産業用・業務用の水熱源ヒートポンプの特性式を示す。

i. 機器特性

表 4-4 に産業用・業務用水熱源自然冷媒(CO₂)ヒートポンプ給湯機(前川製作所:HWW-22HTC)の機器仕様を示す。

表 4-4 機器能力

給湯側温度		冷却側温度		給湯能力 (kW)	冷却能力 (kW)	圧縮機 消費電力 (kW)
給水温度 (°C)	出湯温度 (°C)	入口温度 (°C)	出口温度 (°C)			
20	65	15	10	87.0	66.4	22.8

ii. 特性式

特性式を以下に示す。式 4-22,式 4-23 の機器固有式は、図 4-4,図 4-5 を回帰分析して求めた。ただし、給湯水出口水温が 65°Cのときに限定される近似式である。機器の入力と出力を以下の表 4-6 に示す。

・連続の式

$$G_{HS_in} = G_{HS_out} \quad \text{式 4-16}$$

$$G_{H_in} = G_{H_out} \quad \text{式 4-17}$$

・運動方程式

$$P_{HS_in} = P_{HS_in} \quad \text{式 4-18}$$

$$P_{H_in} = P_{H_out} \quad \text{式 4-19}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{EVA} = G_{HS_in} \cdot c\rho(\theta_{HS_in} - \theta_{HS_out}) \quad \text{式 4-20}$$

$$Q_{CON} = G_{H_in} \cdot c\rho(\theta_{H_out} - \theta_{H_in}) \quad \text{式 4-21}$$

$$E = Q_{CON} - Q_{EVA} \quad \text{式 4-22}$$

・機器特性式

$$COP_t = f(\theta_{HS_in}, \theta_{H_in}) = a\theta_{H_in} + b\theta_{HS_in} + c\theta_{H_in}^2 + d\theta_{H_in}\theta_{HS_in} + e\theta_{HS_in}^2 + f \quad \text{式 4-23}$$

$$COP_t = \frac{Q_{EVA} + Q_{CON}}{E} \quad (\text{COP}_t \text{ の定義式}) \quad \text{式 4-24}$$

ここで、式 4-23 の標準偏差は 0.16 である。

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-5 係数表

係数	値
a	-0.0661
b	0.152
c	-0.0003
d	-0.0019
e	-0.0004
f	6.5205

表 4-6 入出力変数

入力			出力		
θ_{HS_in}	熱源水入口水温	(°C)	θ_{HS_out}	熱源水出口水温	(°C)
θ_{H_in}	給湯水入口水温	(°C)	G_{HS_out}	熱源水出口流量	(m³/s)
G_{HS_in}	熱源水入口流量	(m³/s)	G_{H_out}	給湯水出口流量	(m³/s)
G_{H_in}	給湯水入口流量	(m³/s)	P_{HS_out}	熱源水出口圧力	(kPa)
P_{HS_in}	熱源水入口圧力	(kPa)	P_{H_out}	給湯水出口圧力	(kPa)
P_{H_in}	給湯水入口圧力	(kPa)	Q_{CON}	給湯能力	(kW)
θ_{H_out}	給湯水出口水温	(°C)	Q_{EVA}	吸収熱量	(kW)
-	-	-	E	消費電力	(kW)
-	-	-	COP_t	成績係数	(-)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

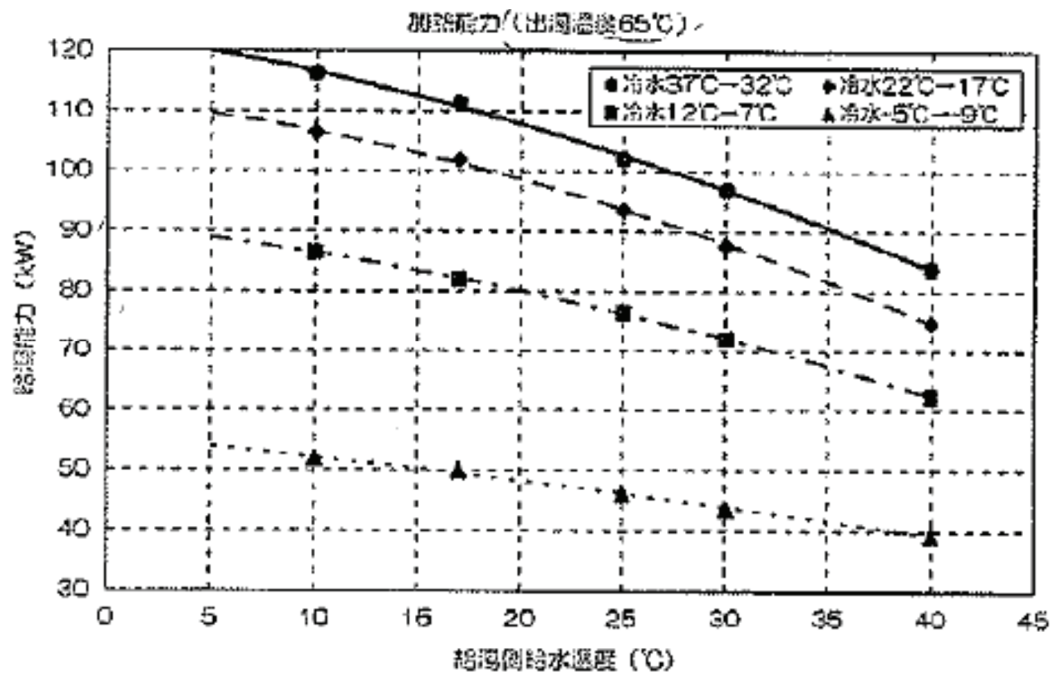


図 4-4 給湯能力線図

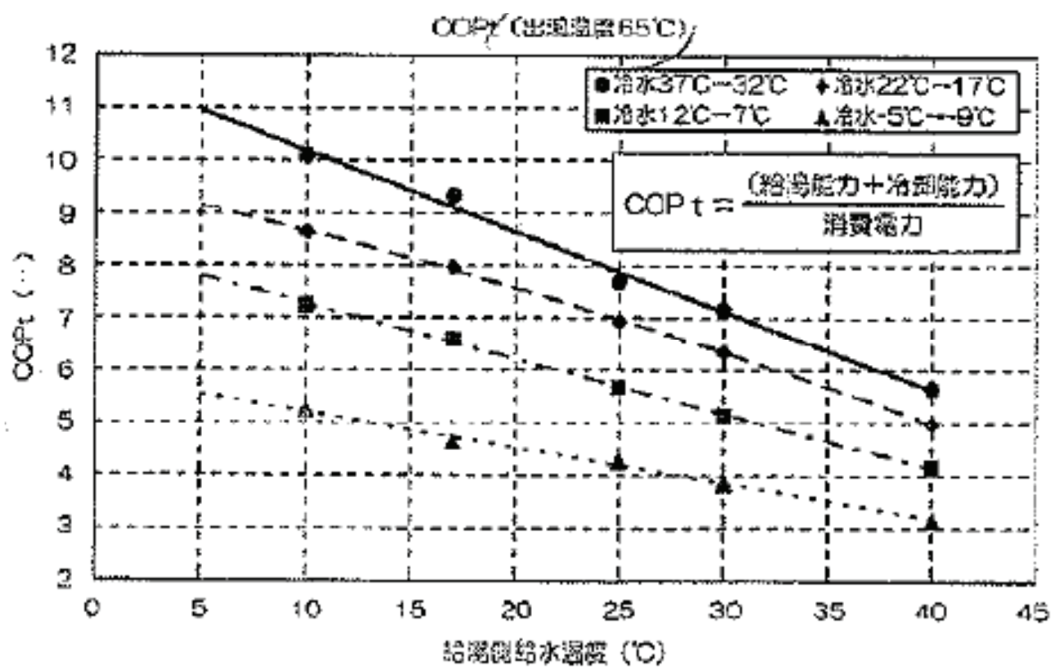


図 4-5 COP 線図

III. 温水ヒートポンプ

作成した温水ヒートポンプの特性式を示す.

i. 機器特性

温水ヒートポンプ ETW-L(三菱重工)^[26] の温水出口温度 65℃と 45℃における機器仕様を表 4-7 に示す. なお, COP の部分負荷特性については入手した情報から作成した.

表 4-7 機器仕様

項目	ETW-L 仕様	
加熱能力	547	kW
温水流量	48.3	m ³ /h
熱源水流量	70.9	m ³ /h
消費電力	147.6	kW
COP	3.7	
冷媒	HFC-134a	

ii. 特性式

以下に温水ヒートポンプ ETW-L についての連続の式, 運動方程式, エネルギー方程式, 機器固有特性式を示す. なお, 本要素において, 消費電力量を求める近似式は, 文献^[26] より機器特性式として作成した. 近似式の各項の係数と入出力変数は表 4-8, 表 4-9 のとおりである.

・連続の式

$$G_{HS_in} = G_{HS_out} \quad \text{式 4-25}$$

$$G_{HOT_in} = G_{HOT_out} \quad \text{式 4-26}$$

・運動方程式

$$P_{HS_in} = P_{HS_out} \quad \text{式 4-27}$$

$$P_{HOT_in} = P_{HOT_out} \quad \text{式 4-28}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{HS} = G_{HS} C_w (\theta_{HS_in} - \theta_{HS_out}) \quad \text{式 4-29}$$

$$Q_{HOT} = G_{HOT} C_w (\theta_{HOT_out} - \theta_{HOT_in}) \quad \text{式 4-30}$$

$$Q_{HOT} = Q_{HS} + E_{ref} \quad \text{式 4-31}$$

・機器固有特性式

$$COP = \frac{Q_{HOT}}{E_{ref}} \quad \text{式 4-32}$$

$$E_{ref} = a\theta_{HS_in} + b\theta_{HOT_in} + cQ_{HOT} + dQ_{HOT}^2 + e \quad \text{式 4-33}$$

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-8 近似式係数

係数	値
a	-2.261399608
b	1.837941022
c	-0.124174701
d	0.000690725
e	2.856530197

表 4-9 入出力変数

入力			出力		
θ_{HS_in}	熱源水入口水温	(°C)	θ_{HS_out}	熱源水出口水温	(°C)
θ_{HOT_in}	温水入口水温	(°C)	θ_{HOT_out}	温水出口水温	(°C)
G_{HS_in}	熱源水入口流量	(m ³ /s)	G_{HS_out}	熱源水出口流量	(m ³ /s)
G_{HOT_in}	温水入口流量	(m ³ /s)	G_{HOT_out}	温水出口流量	(m ³ /s)
P_{HS_in}	熱源水入口圧力	(kPa)	P_{HS_out}	熱源水出口圧力	(kPa)
P_{HOT_in}	温水入口圧力	(kPa)	P_{HOT_out}	温水出口圧力	(kPa)
Q_{HOT}	加熱能力	(kW)	Q_{HS}	熱源利用可能熱量	(kW)
-	-	-	E_{ref}	消費電力	(kW)
-	-	-	COP	成績係数	(-)

IV. 水冷式ヒートポンプチラー：冷却モード

作成した水冷式ヒートポンプチラーの特性式を示す。

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す。

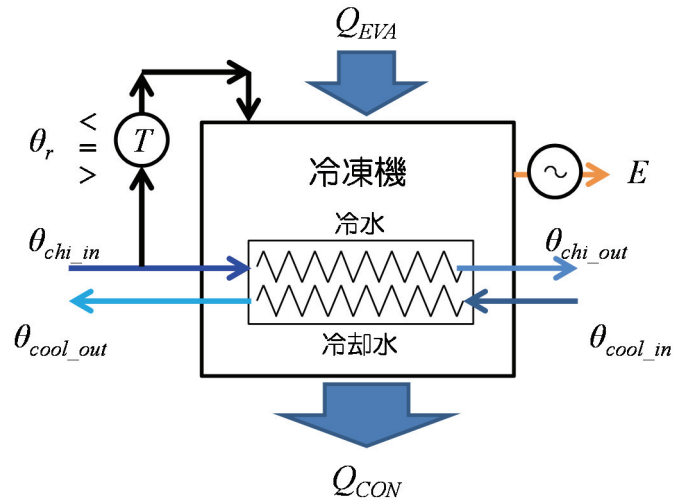


図 4-6 水冷ヒートポンプチラー概念図（冷却モード）

水冷式ヒートポンプチラー(ZQH-10W10-A)(ゼネラルヒートポンプ工業)^[27] の標準仕様を以下の表 4-10 に示す。なお、以下に示すゼネラルヒートポンプ工業の製品をモデルとした要素は文献^[27] を参考にしている。

表 4-10 標準条件性能特性表

	冷水 入口 (°C)	冷水 出口 (°C)	温水 入口 (°C)	温水 出口 (°C)	冷却 能力 (kW)	加熱 能力 (kW)	消費 電力 (kW)	冷却 COP (-)	加熱 COP (-)
冷却	12	7	25	30	29.72	35.1	5.53	5.37	6.35
加熱	30	25	40	45	47.2	55.21	8.19	5.76	6.74
循環加温	30	25	65	70	35.28	49.43	14.39	2.45	3.44
給湯	30	25	15	70	46.05	57.97	12.14	3.79	4.78
加温/熱回収	12	7	65	70	18.72	32.89	14.41	1.3	2.28
給湯/熱回収	12	7	15	70	26.08	36.77	10.9	2.39	3.37

ii. 特性式

作成した水冷式ヒートポンプチラー(ZQH-10W10-A)の冷却モードについてモジュラー特性式とその式に使用する係数，入力，出力に関して以下の表 4-11，表 4-12 に示す。

・連続の式

$$\gamma G_{chi_in} = G_{chi_out} \quad \text{式 4-34}$$

$$\gamma G_{cool_in} = G_{cool_out} \quad \text{式 4-35}$$

・運動方程式

$$\gamma P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-36}$$

$$\gamma P_{cool_in} = P_{cool_out} \quad \text{式 4-37}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-38}$$

$$Q_{CON} = \gamma G_{cool} C_w (\theta_{cool_out} - \theta_{cool_in}) \quad \text{式 4-39}$$

$$Q_{EVA} = \gamma G_{chi_in} C_w (\theta_{chi_in} - \theta_{chi_out}) \quad \text{式 4-40}$$

・機器固有特性式

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{E_{ref}} \quad \text{式 4-41}$$

$$COP = \gamma (a\theta_{chi_out}^2 + b\theta_{cool_out}^2 + c\theta_{chi_out}\theta_{cool_out} + d\theta_{chi_out} + e\theta_{cool_out} + f) \quad \text{式 4-42}$$

$$q = \frac{Q_{EVA}}{Q_{EVA_r}} \quad \text{式 4-43}$$

・機器制御式

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 & (\theta_{chi_in} > \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-44}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = \frac{1}{2} \left(1 + erf \frac{\theta_{chi_in} - \theta_{ref}}{\sqrt{2\Delta\theta^2}} \right) & (\theta_{ref} - \Delta\theta < \theta_{chi_in} < \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-45}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 0 & (\theta_{ref} - \Delta\theta > \theta_{chi_in}) \end{cases} \quad \text{式 4-46}$$

表 4-11 係数表

係数	値
a	0.00774
b	0.00649
c	-0.0119
d	0.54603
e	-0.6354
f	17.3627

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-12 入出力変数

入力			出力		
θ_{HOT_in}	温水入口水温	(°C)	θ_{HS_out}	熱源水出口水温	(°C)
θ_{HS_in}	熱源水入口水温	(°C)	G_{HOT_out}	温水出口流量	(m³/s)
G_{HOT_in}	温水入口流量	(m³/s)	G_{HS_out}	熱源水出口流量	(m³/s)
G_{HS_in}	熱源水入口流量	(m³/s)	P_{HOT_out}	温水出口圧力	(kPa)
P_{HOT_in}	温水入口圧力	(kPa)	P_{HS_out}	熱源水出口圧力	(kPa)
P_{HS_in}	熱源水入口圧力	(kPa)	Q_{EVA}	冷凍能力	(kW)
G_{HOT_out}	温水出口水温	(°C)	Q_{CON}	加熱能力	(kW)
Q_{CON_ref}	定格加熱能力	(kW)	E_{ref}	消費電力	(kW)
θ_{ref_in}	温水入口目標設定温度	(°C)	COP	成績係数	-
$\angle\theta$	動作隙間	(°C)	q	負荷率	-
-	-	-	γ	ON/OFF 係数	-

V. 水冷式ヒートポンプチラー：加熱モード

作成した水冷ヒートポンプチラーの加熱時の特性式を示す。

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す。

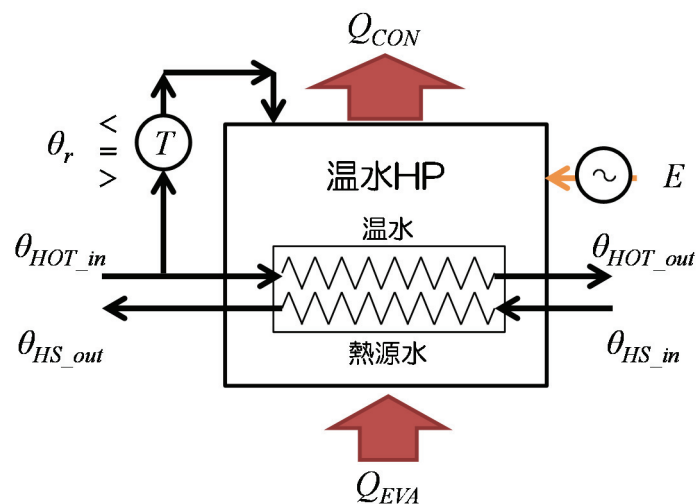


図 4-7 水冷式ヒートポンプチラー概念図（加熱）

水冷式ヒートポンプチラー(ZQH-10W10-A(ゼネラルヒートポンプ社製)の標準仕様を以下の表 4-13 に示す。

表 4-13 標準条件性能特性表

	冷水 入口 (°C)	冷水 出口 (°C)	温水 入口 (°C)	温水 出口 (°C)	冷却 能力 (kW)	加熱 能力 (kW)	消費 電力 (kW)	冷却 COP (-)	加熱 COP (-)
冷却	12	7	25	30	29.72	35.1	5.53	5.37	6.35
加熱	30	25	40	45	47.2	55.21	8.19	5.76	6.74
循環加温	30	25	65	70	35.28	49.43	14.39	2.45	3.44
給湯	30	25	15	70	46.05	57.97	12.14	3.79	4.78
加温/熱回収	12	7	65	70	18.72	32.89	14.41	1.3	2.28
給湯/熱回収	12	7	15	70	26.08	36.77	10.9	2.39	3.37

ii. 特性式

作成した各式を以下に示す.

・連続の式

$$\gamma \cdot G_{HOT_in} = G_{HOT_out} \quad \text{式 4-47}$$

$$\gamma \cdot G_{HS_in} = G_{HS_out} \quad \text{式 4-48}$$

・運動方程式

$$P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-49}$$

$$P_{cool_in} = P_{cool_out} \quad \text{式 4-50}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = \gamma \cdot G_{HOT} C_w (\theta_{HOT_out} - \theta_{HOT_in}) \quad \text{式 4-51}$$

$$Q_{EVA} = \gamma \cdot G_{HS} C_w (\theta_{HS_in} - \theta_{HS_out}) \quad \text{式 4-52}$$

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-53}$$

・機器固有特性式

$$Q_{EVA} = COP \cdot E_{ref} \quad \text{式 4-54}$$

$$q = Q_{CON} / Q_{CON_ref} \quad \text{式 4-55}$$

$$COP = \gamma \cdot (a\theta_{HOT_out}^2 + b\theta_{HS_out}^2 + c\theta_{HOT_out}\theta_{HS_out} + d\theta_{HOT_out} + e\theta_{HS_out} + f) \quad \text{式 4-56}$$

・機器制御式

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 & (\theta_{HOT_in} < \theta_{ref} - \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-57}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 - \frac{1}{2} \left(1 + erf \frac{\theta_{HOT_in} - \theta_{ref}}{\sqrt{2\Delta\theta^2}} \right) & (\theta_{ref} - \Delta\theta < \theta_{HOT_in} < \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-58}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 0 & (\theta_{ref} + \Delta\theta > \theta_{HOT_in}) \end{cases} \quad \text{式 4-59}$$

表 4-14 係数表

係数	値
a	0.00217
b	0.00227
c	-0.004
d	-0.3069
e	0.30933
f	13.9866

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-15 入出力変数

入力			出力		
θ_{cool_in}	冷却水入口水温	(°C)	θ_{cool_out}	冷却水出口水温	(°C)
θ_{chi_in}	冷水入口水温	(°C)	G_{cool_out}	冷却水出口流量	(m³/s)
G_{cool_in}	冷却水入口流量	(m³/s)	G_{chi_out}	冷水出口流量	(m³/s)
G_{chi_in}	冷水入口流量	(m³/s)	P_{cool_out}	冷却水出口圧力	(kPa)
P_{cool_in}	冷却水入口圧力	(kPa)	P_{chi_out}	冷水出口圧力	(kPa)
P_{chi_in}	冷水入口圧力	(kPa)	Q_{EVA}	冷凍能力	(kW)
θ_{chi_out}	冷水出口水温	(°C)	Q_{CON}	排熱量(加熱能力)	(kW)
Q_{EVA_ref}	定格冷凍能力	(kW)	E_{ref}	消費電力	(kW)
θ_{ref_in}	冷水入口目標設定温度	(°C)	COP	成績係数	-
$\angle\theta$	動作隙間	(°C)	q	負荷率	-
-	-	-	γ	ON/OFF 係数	-

VI. 水冷式ヒートポンプ要素チラー

作成した三菱重工業製水冷式ヒートポンプチラーの特性を示す。

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す。

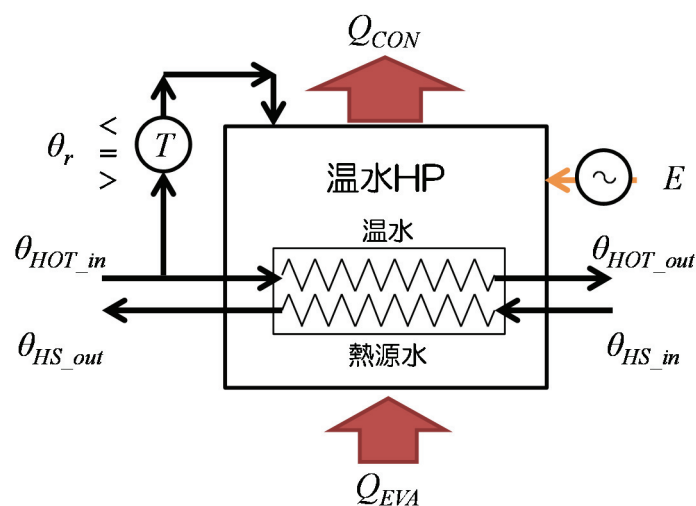


図 4-8 水冷ヒートポンプ要素チラー概念図

水冷式ヒートポンプチラーの標準仕様を以下の表 4-16、特性を図 4-9 および図 4-10 に示す。なお、給湯モードの場合と暖房モードそれぞれについて示す。

表 4-16 標準仕様(給湯利用)

定格加熱能力		30kW
温水	出口温度	65(°C) (出入口温度差 5(°C))
	流量	変流量
熱源水	入口温度	25(°C), 15(°C)
	流量	0.0017 m³/s (15(°C)) 0.0018 m³/s (25(°C))

第4章 下水熱利用導入効果の検討

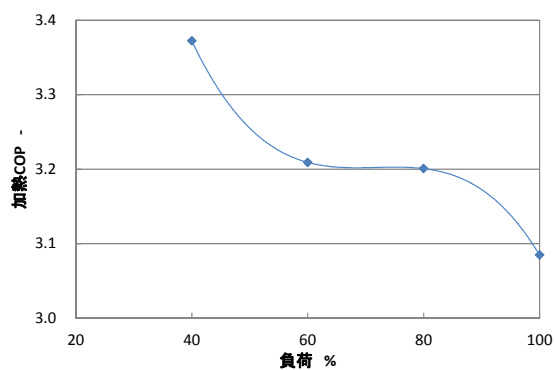


図 4-9 加熱 COP 線図(熱源水入口 15°C)

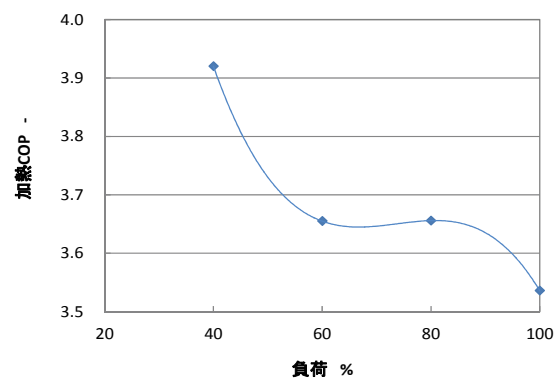


図 4-10 加熱 COP 線図(熱源水入口 15°C)

同様に、暖房の場合の計算条件を表 4-17 に、特性を図 4-11 および図 4-12 に示す。

表 4-17 標準仕様(暖房利用)

定格加熱能力		30kW
温水	出口温度	45°C, 40°C, 35°C, 30°C (出入口温度差 5°C)
	流量	変流量
熱源水	入口温度	25°C, 15°C
	流量	0.0021m³/s

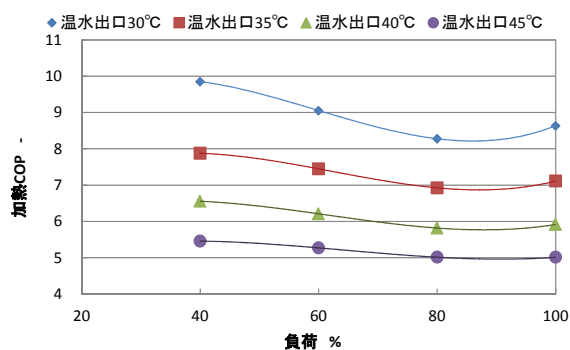


図 4-11 COP 線図(熱源水入口温度 15°C)

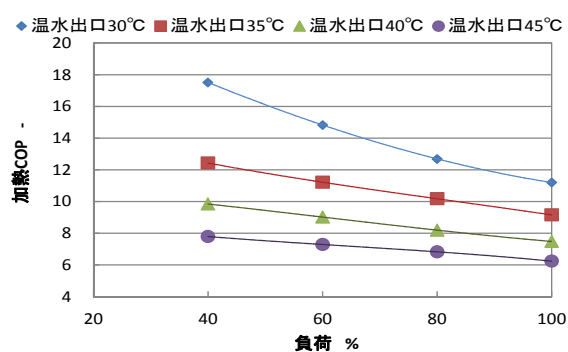


図 4-12 COP 線図(熱源水入口温度 25°C)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

ii. 特性式

作成した水冷式ヒートポンプチャラーの瞬間給湯モードについてモジュラー特性式とその式に使用する係数，入力，出力に関して以下の，表 4-18～表 4-20 に示す．

・連続の式

$$\gamma \cdot G_{HOT_in} = G_{HOT_out} \quad \text{式 4-60}$$

$$\gamma \cdot G_{HS_in} = G_{HS_out} \quad \text{式 4-61}$$

・運動方程式

$$P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-62}$$

$$P_{cool_in} = P_{cool_out} \quad \text{式 4-63}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = \gamma \cdot G_{HOT} C_w (\theta_{HOT_out} - \theta_{HOT_in}) \quad \text{式 4-64}$$

$$Q_{EVA} = \gamma \cdot G_{HS} C_w (\theta_{HS_in} - \theta_{HS_out}) \quad \text{式 4-65}$$

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-66}$$

・機器固有特性式

$$Q_{EVA} = COP \cdot E_{ref} \quad \text{式 4-67}$$

$$q = Q_{CON} / Q_{CON_ref} \quad \text{式 4-68}$$

$$COP = \gamma \cdot (a\theta_{HOT_out}^2 + b\theta_{HS_out}^2 + c\theta_{HOT_out}\theta_{HS_out} + d\theta_{HOT_out} + e\theta_{HS_out} + f) \quad \text{式 4-69}$$

・機器制御式

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 & (\theta_{HOT_in} < \theta_{ref} - \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-70}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 - \frac{1}{2} \left(1 + \operatorname{erf} \frac{\theta_{HOT_in} - \theta_{ref}}{\sqrt{2\Delta\theta^2}} \right) & (\theta_{ref} - \Delta\theta < \theta_{HOT_in} < \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-71}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 0 & (\theta_{ref} + \Delta\theta > \theta_{HOT_in}) \end{cases} \quad \text{式 4-72}$$

表 4-18 係数表(給湯モード)

係数	値
a	-0.3338
b	0.73277
c	-0.5219
d	-0.2257
e	0.16664
f	2.66211

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-19 係数表(暖房モード)

係数	値
a	-0.6106
b	-0.0406
c	0.04478
d	6.42909
e	0.94924
f	-0.168
g	3.87618

表 4-20 入出力変数

入力			出力		
θ_{HOT_in}	温水入口水温	(°C)	θ_{HS_out}	熱源水出口水温	(°C)
θ_{HS_in}	熱源水入口水温	(°C)	G_{HOT_out}	温水出口流量	(m³/s)
G_{HOT_in}	温水入口流量	(m³/s)	G_{HS_out}	熱源水出口流量	(m³/s)
G_{HS_in}	熱源水入口流量	(m³/s)	P_{HOT_out}	温水出口圧力	(kPa)
P_{HOT_in}	温水入口圧力	(kPa)	P_{HS_out}	熱源水出口圧力	(kPa)
P_{HS_in}	熱源水入口圧力	(kPa)	Q_{EVA}	冷凍能力	(kW)
G_{HOT_out}	温水出口水温	(°C)	Q_{CON}	加熱能力	(kW)
Q_{CON_ref}	定格加熱能力	(kW)	E_{ref}	消費電力	(kW)
θ_{ref_in}	温水入口目標設定温度	(°C)	COP	成績係数	-
$\angle\theta$	動作隙間	(°C)	q	負荷率	-
-	-	-	γ	ON/OFF 係数	-

4.3.2 空冷式ヒートポンプの特性式

作成した空冷式ヒートポンプの特性式を示す。

I. 空冷式ヒートポンプチラー：冷却モード

まずは，冷却時の特性式を作成する。

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す。

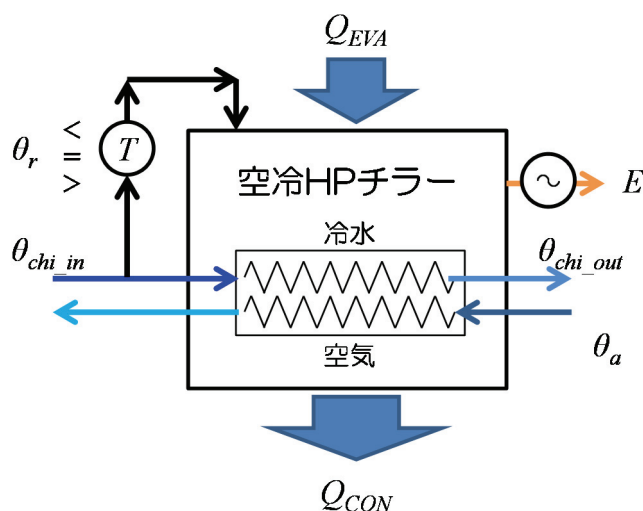


図 4-13 空冷ヒートポンプチラー概念図(冷却)

空冷式ヒートポンプチラー(ZQH-10A10-□-A)(ゼネラルヒートポンプ工業^[27])の標準仕様を以下の表 4-21 に示す。

表 4-21 標準条件性能特性表

	冷水入口 温度(°C)	冷水出口 温度(°C)	外気温度 (°C)DB)	冷却能力 (kW)	消費電力 (kW)	冷却 COP (-)
冷却	12	7	35	27.91	8.03	3.48
氷蓄熱	-2	-5	25	20.77	6.17	3.37
	温水入口 温度(°C)	温水出口 温度(°C)	外気温度 (°C)WB)	加熱能力 (kW)	消費電力 (kW)	加熱 COP (-)
加熱	40	45	7	30.25	8.55	3.54
融雪	20	25	0	26.36	5.55	4.75
加温	60	65	12	32.92	13.15	2.5
給湯	17	65	12	36.59	10.99	3.33

ii. 特性式

空冷式ヒートポンプチラー ZQH-10A10-□-A の冷却モードについて作成した特性式とその式に使用する係数，入力，出力に関して以下の，表 4-22，表 4-23 に示す．

・連続の式

$$\gamma G_{chi_in} = G_{chi_out} \quad \text{式 4-73}$$

・運動方程式

$$\gamma P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-74}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-75}$$

$$Q_{EVA} = \gamma G_{chi_in} C_w (\theta_{chi_in} - \theta_{chi_out}) \quad \text{式 4-76}$$

・機器固有特性式

$$COP = \frac{Q_{EVA}}{E_{ref}} \quad \text{式 4-77}$$

$$COP = \gamma (a\theta_a^2 + b\theta_{chi_out}^2 + c\theta_a\theta_{chi_out} + d\theta_a + e\theta_{chi_out} + f) \quad \text{式 4-78}$$

$$q = \frac{Q_{EVA}}{Q_{EVA_r}} \quad \text{式 4-79}$$

・機器制御式

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 & (\theta_{chi_in} > \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-80}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = \frac{1}{2} \left(1 + \operatorname{erf} \frac{\theta_{chi_in} - \theta_{ref}}{\sqrt{2\Delta\theta^2}} \right) & (\theta_{ref} - \Delta\theta < \theta_{chi_in} < \theta_{ref} + \Delta\theta) \end{cases} \quad \text{式 4-81}$$

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 0 & (\theta_{ref} - \Delta\theta > \theta_{chi_in}) \end{cases} \quad \text{式 4-82}$$

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-22 係数表

係数	値
a	0.0046
b	0.0037
c	-0.008
d	-0.394
e	0.3385
f	10.789

表 4-23 入出力変数

入力			出力		
θ_{chi_in}	冷水入口水温	(°C)	G_{chi_out}	冷水出口流量	(m³/s)
G_{chi_in}	冷水入口流量	(m³/s)	P_{chi_out}	冷水出口圧力	(kPa)
P_{chi_in}	冷水入口圧力	(kPa)	Q_{CON}	排熱量	(kW)
θ_a	外気温度	(°C)	Q_{EVA}	冷却能力	(kW)
θ_{chi_out}	冷水出口温度	(°C)	COP	成績係数	(-)
Q_{EVA_ref}	定格冷却能力	(kW)	E_{ref}	消費電力	(kW)
θ_{ref_in}	冷水入口目標設定温度	(°C)	q	負荷率	(-)
$\angle\theta$	動作隙間	(°C)	γ	ON/OFF 係数	-

II. 空冷式ヒートポンプチラー：加熱モード

次に，空冷式ヒートポンプチラーの加熱時の特性式を示す．

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す．

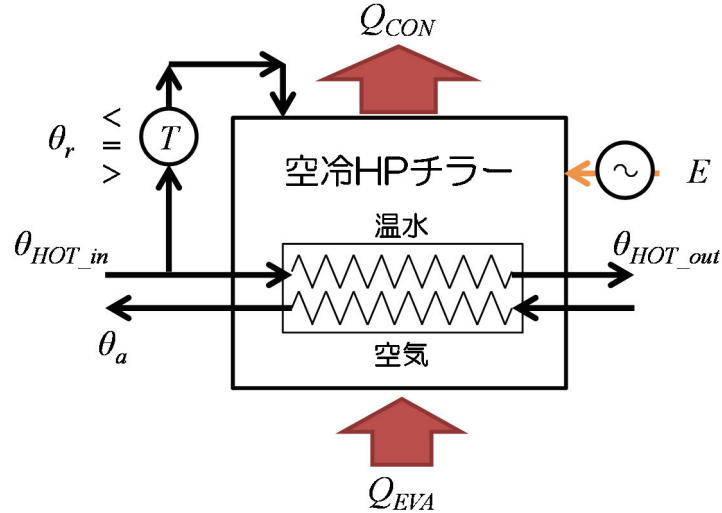


図 4-14 空冷ヒートポンプチラー概念図(加熱)

機器特性については，表 4-21 に示した特性である．

ii. 特性式

空冷式ヒートポンプチラー(ZQH-10A10-□-A)の加熱モードについて作成したモジュラー特性式とその式に使用する係数，入力，出力に関して以下の表 4-24，表 4-25 に示す．

・連続の式

$$\gamma \cdot G_{HOT_in} = G_{HOT_out} \quad \text{式 4-83}$$

・運動方程式

$$\gamma P_{chi_in} = P_{chi_out} \quad \text{式 4-84}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{CON} = \gamma \cdot G_{HOT} C_w (\theta_{HOT_out} - \theta_{HOT_in}) \quad \text{式 4-85}$$

$$Q_{CON} = Q_{EVA} + E_{ref} \quad \text{式 4-86}$$

・機器固有特性式

$$Q_{EVA} = COP \cdot E_{ref} \quad \text{式 4-87}$$

$$q = Q_{CON} / Q_{CON_ref} \quad \text{式 4-88}$$

$$COP = \gamma (a \theta_a^2 + b \theta_{HOT_out}^2 + c \theta_a \theta_{HOT_out} + d \theta_a + e \theta_{HOT_out} + f) \quad \text{式 4-89}$$

第4章 下水熱利用導入効果の検討

・機器制御式

$$\gamma = \begin{cases} f(\theta_{chi_in}) = 1 & (\theta_{HOT_in} < \theta_{ref} - \Delta\theta) \\ f(\theta_{chi_in}) = 1 - \frac{1}{2} \left(1 + \operatorname{erf} \frac{\theta_{HOT_in} - \theta_{ref}}{\sqrt{2\Delta\theta^2}} \right) & (\theta_{ref} - \Delta\theta < \theta_{HOT_in} < \theta_{ref} + \Delta\theta) \\ f(\theta_{chi_in}) = 0 & (\theta_{ref} + \Delta\theta < \theta_{HOT_in}) \end{cases}$$

式 4-90

式 4-91

式 4-92

表 4-24 係数表

係数	値
a	0.0034
b	0.0025
c	-0.005
d	0.2603
e	-0.271
f	10.05

表 4-25 入出力変数

入力			出力		
θ_{HOT_in}	温水入口水温	(°C)	G_{HOT_out}	温水出口流量	(m³/s)
G_{HOT_in}	温水入口流量	(m³/s)	P_{HOT_out}	温水出口圧力	(kPa)
P_{HOT_in}	温水入口圧力	(kPa)	Q_{EVA}	冷凍能力	(kW)
θ_a	外気温度	(°C)	Q_{CON}	加熱能力	(kW)
G_{HOT_out}	温水出口水温	(°C)	E_{ref}	消費電力	(kW)
Q_{CON_ref}	定格加熱能力	(kW)	COP	成績係数	—
θ_{ref_in}	温水入口目標設定温度	(°C)	q	負荷率	—
$\Delta\theta$	動作隙間	(°C)	γ	ON/OFF 係数	—

4.3.3 熱交換器の特性式

作成した熱交換器の特性式を示す.

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す.

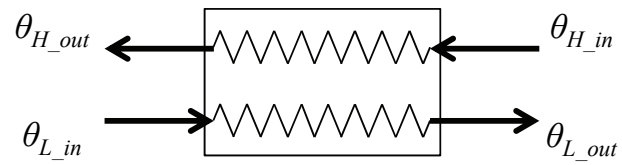


図 4-15 熱交換器概念図

熱交換器では, 図 4-15 に示す様な, 高温流体と低温流体による対向流の熱交換モデルを考える.

ii. 特性式

熱交換器要素では対数平均温度差を特性式として作成する。

以下の式 4-93～式 4-103 に熱交換器要素の連続の式，運動方程式，エネルギー方程式，機器特性式と制約条件を示す。表 4-26 に入出力変数を示す。

・連続の式

$$G_{H_in} = G_{H_out} \quad \text{式 4-93}$$

$$G_{L_in} = G_{L_out} \quad \text{式 4-94}$$

・運動方程式

$$P_{H_in} = P_{H_out} \quad \text{式 4-95}$$

$$P_{L_in} = P_{L_out} \quad \text{式 4-96}$$

・エネルギー方程式

$$Q_{HEX} = C_w G_{H_in} (\theta_{H_in} - \theta_{H_out}) \quad \text{式 4-97}$$

$$Q_{HEX} = C_w G_{L_in} (\theta_{L_out} - \theta_{L_in}) \quad \text{式 4-98}$$

$$Q_{HEX} = K_{HEX} A_{HEX} \Delta\theta_m \quad \text{式 4-99}$$

・機器特性式

$$\Delta\theta_m = \frac{(\theta_{H_in} - \theta_{L_out}) - (\theta_{H_out} - \theta_{L_in})}{\ln \frac{(\theta_{H_in} - \theta_{L_out})}{(\theta_{H_out} - \theta_{L_in})}} \quad \text{式 4-100}$$

$$\Delta\theta_m = \frac{(\theta_{H_in} - \theta_{L_out}) + (\theta_{H_out} - \theta_{L_in})}{2} \quad \text{式 4-101}$$

$$\theta_{H_out} > \theta_{L_in} \quad \text{式 4-102}$$

$$\theta_{H_in} > \theta_{L_out} \quad \text{式 4-103}$$

なお， $\Delta\theta_m$ は対数平均温度差であるが， $0.9999 < (\theta_{H_in} - \theta_{L_out}) / (\theta_{H_out} - \theta_{L_in}) < 1$ の範囲内の時は $((\theta_{H_in} - \theta_{L_out})$ と $(\theta_{H_out} - \theta_{L_in})$ の値が限りなく近い値の時）は算術平均を用いる。

表 4-26 熱交換器の入出力変数

入力			出力		
θ_{L_in}	低温流体入口水温	(°C)	θ_{L_out}	低温流体出口水温	(°C)
θ_{H_in}	高温流体入口水温	(°C)	θ_{H_out}	高温流体出口水温	(°C)
G_{L_in}	低温流体入口流量	(m³/s)	G_{L_out}	低温流体出口流量	(m³/s)
G_{H_in}	高温流体入口流量	(m³/s)	G_{H_out}	高温流体出口流量	(m³/s)
P_{L_in}	低温流体入口圧力	(kPa)	P_{L_out}	低温流体出口圧力	(kPa)
P_{H_in}	高温流体入口圧力	(kPa)	P_{H_out}	高温流体出口圧力	(kPa)
K_{HEX}	熱輸送係数	(kW/m²K)	Q_{HEX}	交換熱量	(kW)
A_{HEX}	熱交換面積	(m²)	-	-	-




第4章 下水熱利用導入効果の検討

iii. 実測による種々の下水熱利用熱交換器について

下水熱利用のための熱交換器は、樹脂金属複合管熱交換器、二重管式熱交換器について、後述する実環境下での性能把握試験により得られた結果がある。表 4-27 に各方式における熱通過率と試験条件、特徴を示す。樹脂金属複合管熱交換器は、熱交換水槽内に樹脂金属複合管熱交換コイルを設置し、取水した下水を溜めた水槽等に投げ込む方式の熱交換器で、熱通過率は $120\sim 180\text{W/m}^2\text{K}$ であった。二重管熱交換器は、内管に下水を通し外管に熱源水を通す方式の熱交換器で、熱通過率は $300\sim 700(\text{W/m}^2\text{K})$ であった。流下液膜式熱交換器は、管路表面に下水を流下させ、管路内部に熱源水を対向流にて流す方式の熱交換器で、熱通過率が $400\sim 1,000\text{W/m}^2\text{K}$ となり、試験を行った熱交換器の中で、最も高い熱交換性能が得られたことを確認している。

4.7～4.9 節にて行うシステムシミュレーションにおいては、未処理下水下での実環境試験によって得られた各熱交換器の熱通過率の値を熱交換器の要素の熱通過率に代入して用いるものとする。

表 4-27 管路外設置型熱交換器の比較

熱交換器方式	樹脂金属複合管熱交換器	流下液膜式熱交換器	二重管式熱交換器
外観写真			
熱通過率 ($\text{W/m}^2\text{K}$)	120～180 ※汚れ付後着の実測値の例	400～1000 ※汚れ付後着の実測値の例	300～700 ※汚れ付後着の実測値の例
試験条件	伝熱面積: 47.2 m^2 (外径基準) 熱源水温度入/出 = 約 11/14($^{\circ}\text{C}$) 熱源水流量 約 100L/min 下水温度入/出= 約 19/15($^{\circ}\text{C}$) 下水水流量 約 100 L/min	伝熱面積: 0.87 m^2 (外径基準) 熱源水温度入/出= 約 4/9($^{\circ}\text{C}$) 熱源水流量 約 28L/min 下水温度入/出= 約 25/10($^{\circ}\text{C}$) 下水水流量 約 15 L/min	伝熱面積: 3.72 m^2 (外管内径基準) 熱源水温度入/出 = 約 6/18($^{\circ}\text{C}$) 熱源水流量 約 25L/min 下水温度入/出= 約 28/23($^{\circ}\text{C}$) 下水水流量 約 80 L/min

4.3.4 蓄熱槽の特性式

蓄熱槽の特性式を作成する.

I. 完全混合開放型蓄熱槽

まずは, 完全混合開放型蓄熱槽の特性式を作成する.

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す.

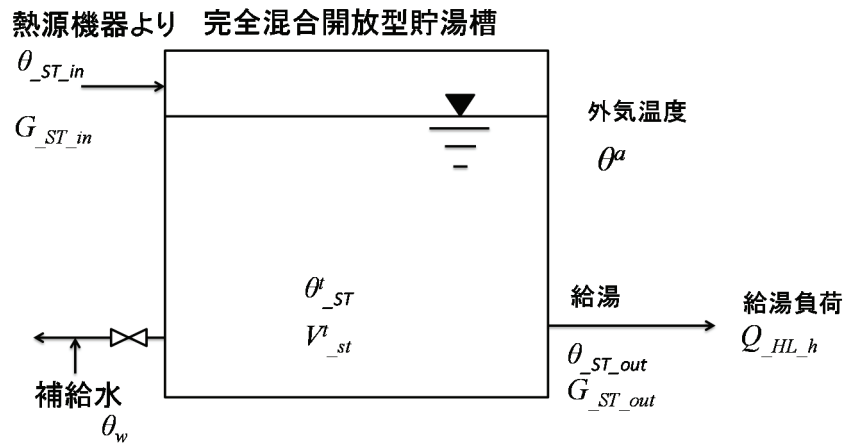


図 4-16 完全混合開放型蓄熱槽概念図

ii. 特性式

完全混合開放型蓄熱槽について作成した特性式とその式に使用する係数, 入力, 出力に関して以下の表 4-28 に示す.

・境界条件

$$\theta_{ST}^t = \theta_{ST_out} \quad \text{式 4-104}$$

・連続の式

$$(G_{ST_in} - G_{ST_out})dt + V_{ST}^t = V_{ST}^{t+1} \quad \text{式 4-105}$$

$$G_{ST_out} = \frac{Q_{HL_h}}{C_w(\theta_{ST_in} - \theta_w)} \quad \text{式 4-106}$$

・エネルギー方程式

$$C_w V_{ST}^{t+1} \theta_{ST}^{t+1} = C_w V_{ST}^t \theta_{ST}^t + C_w (\theta_{ST_in} G_{ST_in} - \theta_{ST_out} G_{ST_out})dt - K_{ST} A_{ST} (\theta_{ST}^{t+1} - \theta^a) \quad \text{式 4-107}$$

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-28 入出力変数

入力			出力		
θ_{ST_in}	貯湯槽頂部流入温度	(°C)	θ_{ST_out}	貯湯槽流出温度	(°C)
G_{ST_in}	貯湯槽頂部流入量	(m ³ /s)	$G_{ST_t_out}$	貯湯槽頂部流出量	(m ³ /s)
θ_{ST}^t	時刻 t での貯湯槽内水温度	(°C)	θ_{ST}^{t+1}	時刻 $t+1$ での貯湯槽内水温度	(°C)
V_{ST}^t	時刻 t での貯湯槽内水量	(m ³)	V_{ST}^{t+1}	時刻 $t+1$ での貯湯槽内水量	(m ³)
Q_{HL_h}	給湯負荷	(kW)	-	-	-
θ_w	補給水温度	(°C)	-	-	-
θ_a	外気温度	(°C)	-	-	-
K_{ST}	貯湯槽熱貫流値	(W/m ² K)	-	-	-
A_{ST}	貯湯槽内の水の側面積	(W/m ² K)	-	-	-
C_w	水の容積比熱	(J/m ³ K)	-	-	-
dt	時間刻み	(s)	-	-	-

II. 温度成層密閉型蓄熱槽

次に，温度成層密閉型蓄熱槽の特性式を示す．

i. 機器特性

機器概念図を以下に示す．

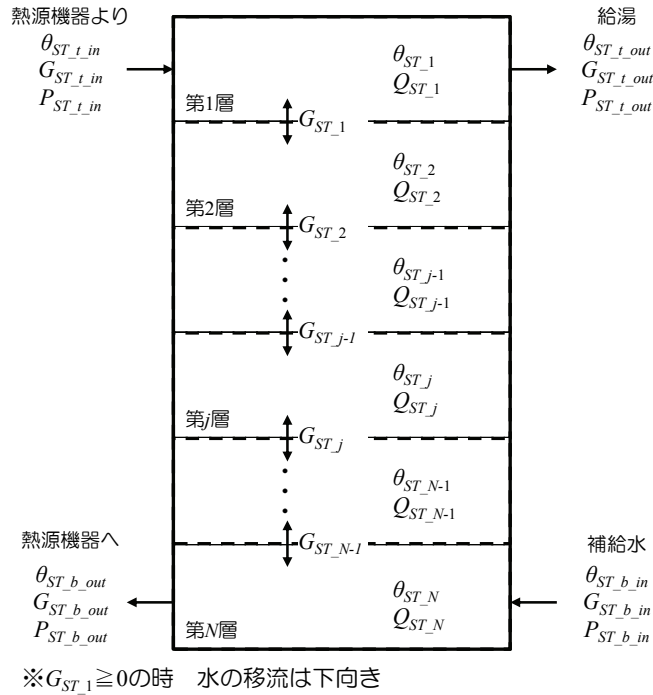


図 4-17 温度成層型蓄熱槽モデル概念図

文献^[25]を参考に貯湯槽部分の特性計算を試みた．文献^[28]では，CO₂ヒートポンプ給湯及び貯湯槽からなる給湯システム全体の数値シミュレーションのためのモデル化と性能分析を行なっている．密閉型（温度成層型）貯湯槽モデルの妥当性を検証するために，ある給湯需要パターンに対する実験と数値シミュレーションの比較を行なっている．貯湯槽についての実験とシミュレーションの結果（図 4-18）はよく一致しているため，本論文の貯湯槽モデル特性を使用する．

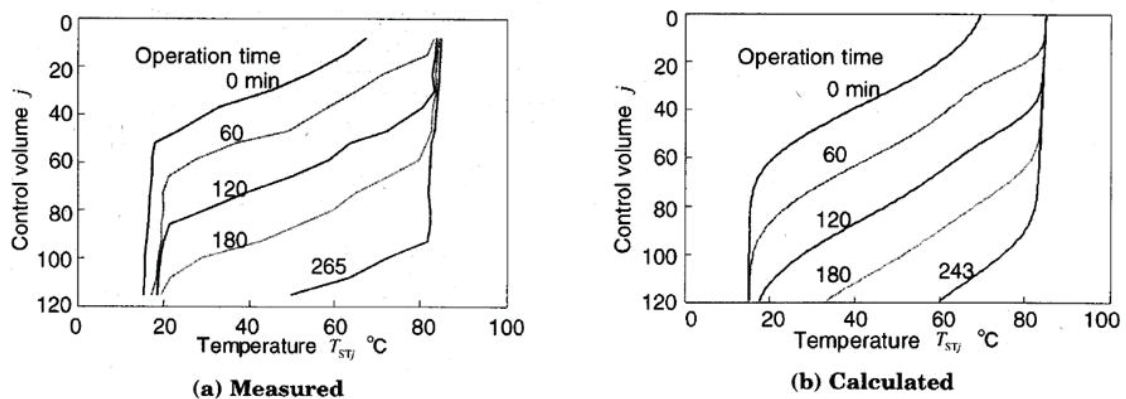


図 4-18 文献^[28] 貯湯槽モデルの槽内温度分布：実測とシミュレーションの比較

ii. 特性式

文献^[28]では温度成層型貯湯槽のモデルとして、システム全体の計算を行うことが目的であるために比較的簡易な1次元モデルを提案している。図4-18に示した様に貯湯槽を鉛直方向に多数のコントロールボリューム(以降、CVと称す。)に分割し、CV内でのみ温度の均一化が行われると仮定している。以下の式4-108～式4-115に貯湯槽モデル式を、に入出力変数を示す。エネルギーバランス方程式では、水の移流、熱伝導、槽表面からの放熱損失を考慮している。

・連続の式

$$G_{ST_t_in} = G_{ST_1} + G_{ST_t_out} \quad j = 1 \quad \text{式 4-108}$$

$$G_{ST_j-1} = G_{ST_j} \quad j = 2 \sim N-1 \quad \text{式 4-109}$$

$$G_{ST_b_in} + G_{ST_N-1} = G_{ST_b_out} \quad j = N \quad \text{式 4-110}$$

$G_{ST_t_in}$: 貯湯槽頂部流入量(m³/s) $G_{ST_t_out}$: 貯湯槽頂部流出量(m³/s)

G_{ST_i} : コントロールボリューム第*i*槽から第*i+1*槽への流量(m³/s)

$G_{ST_b_in}$: 貯湯槽底部流入量(m³/s) $G_{ST_b_out}$: 貯湯槽底部流出量(m³/s)表 4-29

第4章 下水熱利用導入効果の検討

・エネルギー方程式

$$C_w \frac{V_{ST}}{N} \frac{d\theta_1}{dt} = C_w G_{ST_t_in} \theta_{ST_t_in} - C_w G_{ST_t_out} \theta_{ST_t_out} - Q_{ST_1} - \frac{\lambda_1}{H_{ST}/N} S_{ST} (\theta_{ST_1} - \theta_{ST_2}) - K_{ST} \left(\frac{A_{ST}}{N} + S_{ST} \right) (\theta_{ST_1} - \theta_a) \quad j=1 \quad \text{式 4-111}$$

$$C_w \frac{V_{ST}}{N} \frac{d\theta_j}{dt} = -Q_{ST_j} + \frac{\lambda_{j-1}}{H_{ST}/N} S_{ST} (\theta_{ST_j-1} - \theta_{ST_j}) - \frac{\lambda_j}{H_{ST}/N} S_{ST} (\theta_{ST_j} - \theta_{ST_j+1}) - K_{ST} \frac{A_{ST}}{N} (\theta_{ST_j} - \theta_a) \quad j=2 \sim N-1 \quad \text{式 4-112}$$

$$C_w \frac{V_{ST}}{N} \frac{d\theta_N}{dt} = C_w G_{ST_b_in} \theta_{ST_b_in} - C_w G_{ST_b_out} \theta_{ST_b_out} - Q_{ST_N} - \frac{\lambda_{N-1}}{H_{ST}/N} S_{ST} (\theta_{ST_N-1} - \theta_{ST_N}) - K_{ST} \left(\frac{A_{ST}}{N} + S_{ST} \right) (\theta_{ST_N} - \theta_a) \quad j=N \quad \text{式 4-113}$$

$G_{ST_1} \geq 0$ (水の移流が下向き)の時

$$\begin{aligned} Q_{ST_1} &= C_w G_{ST_1} \theta_{ST_1} \\ Q_{ST_j} &= -C_w G_{ST_j-1} \theta_{ST_j-1} + C_w G_{ST_j} \theta_{ST_j} \\ Q_{ST_N} &= -C_w G_{ST_N-1} \theta_{ST_N-1} \end{aligned} \quad \text{式 4-114}$$

$G_{ST_1} < 0$ (水の移流が上向き)の時

$$\begin{aligned} Q_{ST_1} &= C_w G_{ST_1} \theta_{ST_2} \\ Q_{ST_j} &= -C_w G_{ST_j-1} \theta_{ST_j} + C_w G_{ST_j} \theta_{ST_j+1} \\ Q_{ST_N} &= -C_w G_{ST_N-1} \theta_{ST_N} \end{aligned} \quad \text{式 4-115}$$

$\theta_{ST_t_in}$: 貯湯槽頂部流入温度(°C) $\theta_{ST_t_out}$: 貯湯槽頂部流出温度(°C) θ_{ST_i} : コントロールボリューム第 i 槽の温度(°C) $\theta_{ST_b_in}$: 貯湯槽底部流入温度(°C) $\theta_{ST_b_out}$: 貯湯槽底部流出温度(°C) C_w : 水の容積比熱(J/m³K) N : 槽分割(コントロールボリューム)数(-) Q_{ST_i} : 移流に伴う熱移動量(W) λ_i : 水の熱伝導率(W/mK) dt : 時間刻み(s) V_{ST} : 貯湯槽容量(m³) S_{ST} : 貯湯槽水平断面積(m²) A_{ST} : 貯湯槽側面積(m²) H_{ST} : 貯湯槽高さ(m) K_{ST} : 貯湯槽熱貫流値(W/m²K)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-29 入出力変数

入力			出力		
$\theta_{ST_t_in}$	貯湯槽頂部流入温度	(°C)	$\theta_{ST_t_out}$	貯湯槽頂部流出温度	(°C)
$\theta_{ST_b_in}$	貯湯槽底部流入温度	(°C)	$\theta_{ST_b_out}$	貯湯槽底部流出温度	(°C)
$G_{ST_t_in}$	貯湯槽頂部流入量	(m³/s)	$G_{ST_t_out}$	貯湯槽頂部流出量	(m³/s)
$G_{ST_b_in}$	貯湯槽底部流入量	(m³/s)	$G_{ST_b_out}$	貯湯槽底部流出量	(m³/s)
N	槽分割(CV)数	(-)	θ_{ST_i}	CV 第 i 槽の温度	(°C)
V_{ST}	貯湯槽容量	(m³)	G_{ST_i}	CV 第 i 槽から第 i+1 槽への流量	(m³/s)
S_{ST}	貯湯槽水平断面積	(m²)	Q_{ST_i}	移流に伴う熱移動量	(W)
A_{ST}	貯湯槽側面積	(m²)			
H_{ST}	貯湯槽高さ	(m)			
K_{ST}	貯湯槽熱貫流値	(W/m²K)			
C_w	水の容積比熱	(J/m³K)			
λ_i	水の熱伝導率	(W/mK)			
dt	時間刻み	(s)			

4.3.5 ポンプの特性式

搬送動力としてのポンプの特性式を示す。



図 4-19 機器概要

i. 機器特性

文献^[29]を参考に、ポンプ入口流量からポンプ効率、揚程、軸動力を求める。最高効率の特性近似式については、メーカーの实在ポンプ 23 種類のポンプについて、対数表現した定格流量出の最高効率を近似した曲線から作成されている。以下の図 4-20 に最高効率のメーカーがポンプ作成時にクリアしなければならない JIS A 効率との比較を示す。なお、全てのポンプが、JIS A 効率を超えており、技術の進歩により最高効率が向上すれば、その効率を用いれば良い。

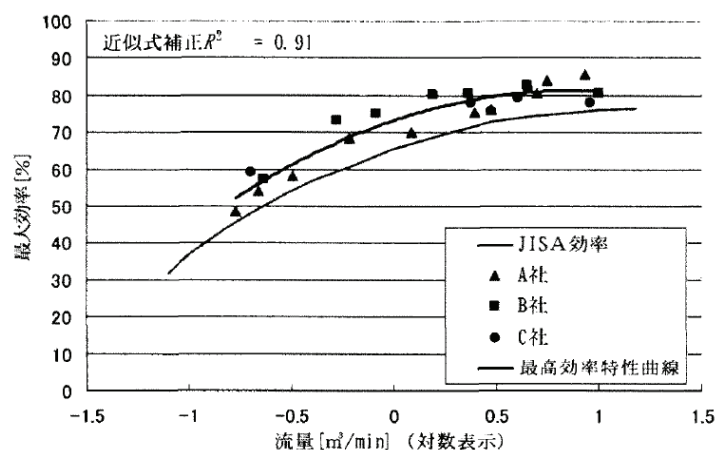


図 4-20 最高効率の JIS A 効率との比較

ii. 特性式

以下の式 4-116～式 4-120 に渦巻きポンプについての解析式を示す．なお，本要素において，流量は一定とし，ポンプ効率，揚程，軸動力を求める式は文献^[29] から引用している．以下の表 4-30, 表 4-31 に入出力パラメータ，近似式係数についてまとめる．

・連続の式

$$q_n = q_{n_out} \quad \text{式 4-116}$$

・機器特性式

$$\eta_{P\max} = -11.037(\log_{10}(q_n))^2 + 18.506(\log_{10}(q_n)) + 73.512 \quad \text{式 4-117}$$

$$\eta_{Pn} = \left\{ d_1 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right)^2 + d_2 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right) + d_3 \right\} \eta_{P\max} \quad \text{式 4-118}$$

$$H_{mn} = \left\{ e_1 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right)^2 + e_2 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right) + e_3 \right\} H_{\eta\max} \quad \text{式 4-119}$$

$$P_n = \left\{ f_1 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right)^2 + f_2 \left(\frac{q_n}{q_{\eta\max}} \right) + f_3 \right\} P_{\eta\max} \quad \text{式 4-120}$$

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-30 入出力変数

入力			出力		
q_n	入口流量	(m ³ /min)	q_{n_out}	出口流量	(m ³ /min)
$q_{\eta max}$	最高効率点における流量	(m ³ /min)	η_{Pmax}	ポンプ最高効率	(%)
$H_{\eta max}$	最高効率点における揚程	(m)	η_{Pn}	流量 q_n に対するポンプ効率	(%)
$P_{\eta max}$	最高効率点における軸動力	(kW)	H_{mn}	流量 q_n に対するポンプ揚程	(m)
d_1	揚程特性の回帰係数	(-)	P_n	流量 q_n に対するポンプ軸動力	(kW)
d_2	揚程特性の回帰係数	(-)	-	-	-
d_3	揚程特性の回帰係数	(-)	-	-	-
e_1	効率特性の回帰係数	(-)	-	-	-
e_2	効率特性の回帰係数	(-)	-	-	-
e_3	効率特性の回帰係数	(-)	-	-	-
f_1	軸動力特性の回帰係数	(-)	-	-	-
f_2	軸動力特性の回帰係数	(-)	-	-	-
f_3	軸動力特性の回帰係数	(-)	-	-	-

表 4-31 近似式係数

係数	値	係数	値	係数	値
d_1	-3.61789×10^{-1}	e_1	-1.02073	f_1	-1.51877×10^{-1}
d_2	9.43989×10^{-2}	e_2	1.99581	f_2	6.56606×10^{-1}
d_3	1.25208	e_3	3.69718×10^{-2}	f_3	4.86089×10^{-1}

4.4 実環境試験結果との比較

本項では、未処理下水を用いた実環境試験を行い、下水熱利用システムの省エネ性の検討を行うためのデータを採取する。なお、得られたデータは、後述する4.5項において、4.2項で示したシミュレーション手法と比較を行うデータとして位置づけるものである。

1. 実験設備概要

実環境試験では図4-21の様に、熱需要施設や排熱施設を想定した実環境試験設備を構築し、下水管路内を流れる未処理下水を熱交換槽に取水して熱交換することにより下水熱利用を行う。実環境試験では、熱需要施設での採熱利用を想定した熱利用システムをホテル系、排熱施設での排熱処理を想定した熱利用システムをデータセンタ系とし、下水管路上流側からホテル1系、データセンタ系、ホテル2系の順に構築した。

ホテル系では図4-22の様な給湯システムを想定し、管路内を流れる下水を管路途中のマンホール内のスクリーンにてゴミを取り除いた後に下水取水ポンプによって取水し、熱交換槽で熱源水と熱交換する。これにより、熱源水を介して下水を給湯用ヒートポンプの熱源として利用し給湯する。ヒートポンプでは供給される補給水を65℃まで加熱し給湯を行った。ホテル系ではホテルの給湯負荷を想定した実験を行うために、給湯した温水を貯湯槽に貯湯した後、冷却塔で冷却することで仮想的に給湯負荷を与えた。

データセンタ系ではホテル系と同様の方法で下水を熱交換槽に取水し、冷却水と熱交換する。下水が冷却水と熱交換することによって冷却水の温度を下げ、水冷式空調機の冷房熱源として利用し、サーバ室内を冷房する。実環境試験ではデータセンタの年間冷房を想定し、データセンタの熱負荷を想定してヒーターで仮想サーバ室内に熱負荷を与え水冷式空調機にて連続冷房運転を行った。

実環境試験では下水とヒートポンプに流入する上水の温度調節を行い、季節性を考慮した試験を実施した。

なお、ホテル1系、データセンタ系では、樹脂金属複合管熱交換器を、ホテル2系では流下液膜式熱交換器を使用して採熱、排熱を行っている。表4-32に各系統の熱源機器、熱交換器の仕様を示す。

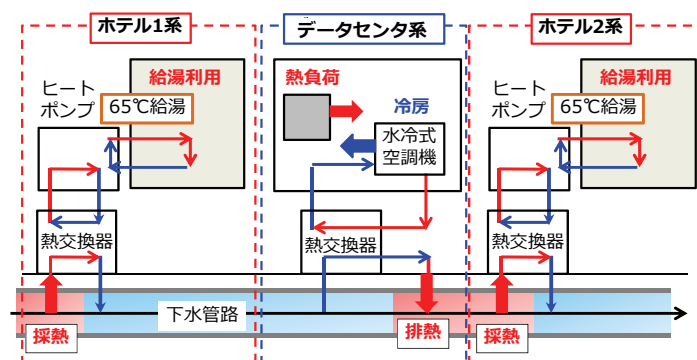


図 4-21 実環境試験設備概要図

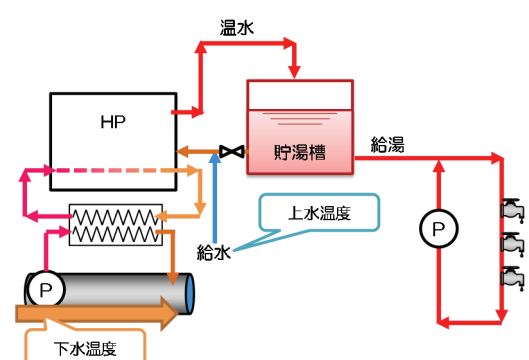


図 4-22 給湯システム概要図

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-32 実環境試験設備 各系統の熱源機器仕様及び熱交換器

項目	単位	ホテル1系	ホテル2系	項目	単位	データセンター系
能力	kW	39	30	能力	kW	41.5
温水 出口温度	℃	60	65	室内乾球温度	℃	27
温水 入口温度	℃	15	9	室内湿球温度	℃	19
温水流量	L/min	12.4	8.3	冷水流量	L/min	-
熱源水出口温度	℃	10	-	冷却水出口温度	℃	40
熱源水入口温度	℃	15	15.0	冷却水入口温度	℃	35
熱源水流量	L/min	85.1	-	冷却水流量	L/min	163.3
定格 COP	-	3.98	4.01	定格 COP	-	3.39
定格消費電力	kW	9.8	-	定格消費電力	kW	12.25
運転モード	-	給湯	給湯	運転モード	-	冷房
熱交換器	-	樹脂金属複合管	流下液膜式	熱交換器	-	樹脂金属複合管
伝熱面積	m ²	47.2(外径基準)	10.26(外径基準)	伝熱面積	m ²	47.2(外径基準)

図 4-23 に実環境試験概略図と計測点を、表 4-33 から表 4-35 に計測項目と計測番号を示す。図 4-23 の計測点の番号と表 4-33 から表 4-35 の計測番号は対応している。

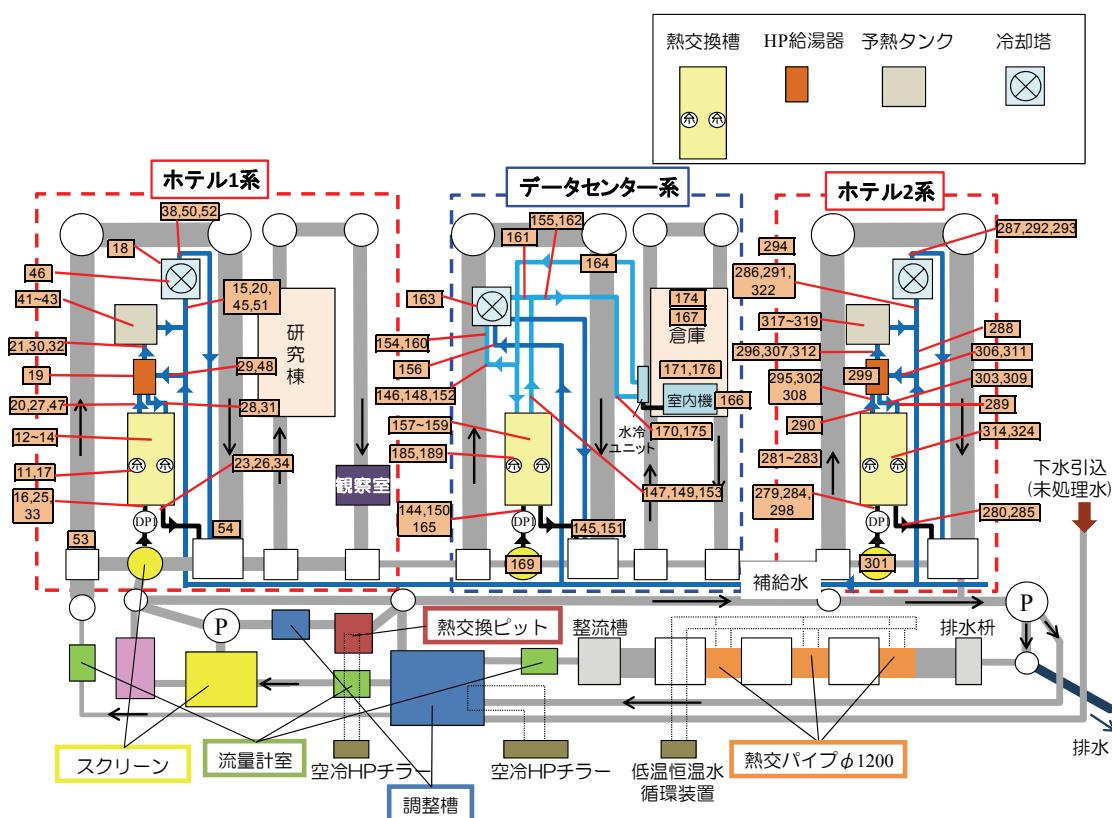


図 4-23 実環境試験概略図と計測点

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-33 ホテル1系 計測項目と計測番号

計測場所	計測番号	計測項目
HET-1(一次側：下水)	12	熱交換槽 HET-1 槽内下水温度 上
	13	熱交換槽 HET-1 槽内下水温度 中
	14	熱交換槽 HET-1 槽内下水温度 下
	25	熱交換槽 HET-1 入口下水温度
	26	熱交換槽 HET-1 出口下水温度
	16	HET-1 系統 下水送水ポンプ 人孔温度
	33	熱交換槽 HET-1 入口下水流量
	34	熱交換槽 HET-1 出口下水流量
HW-1 (一次側：熱媒)	27	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 熱媒入口温度
	28	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 熱媒出口温度
	47	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 熱媒入口流量
	31	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 熱媒出口流量
	39	ホテル1 系統管内熱交換器 熱媒入口温度
	40	ホテル1 系統管内熱交換器 熱媒出口温度
	49	ホテル1 系統管内熱交換器 熱媒入口流量
HW-1 (二次側：温水)	29	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 温水入口温度
	30	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 温水出口温度
	48	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 温水入口流量
	32	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 温水出口流量
YT-1	41	予熱タンク YT-1 槽内温水温度 上
	42	予熱タンク YT-1 槽内温水温度 中
	43	予熱タンク YT-1 槽内温水温度 下
CT-1	51	冷却塔 CT-1 入口温度
	44	冷却塔 CT-1 出口温度
	52	冷却塔 CT-1 出口バypass合流後温度
	15	冷却塔 CT-1 補給水入口温度
	45	冷却塔 CT-1 入口流量
	46	冷却塔 CT-1 バypass流量
	38	冷却塔 CT-1 出口バypass合流後流量
	50	冷却塔 CT-1 出口流量(オーバーフロー管)
ホテル1 系統 工業用水	17	熱交換槽 HET-1 散水入口温度
	11	熱交換槽 HET-1 散水入口流量
	10	ホテル1 系統 システム冷却塔出口流量
ホテル1 系統 管路(下水)	53	ホテル1 系統 管路入口下水温度
	54	ホテル1 系統 管路出口下水温度
冷却塔 CT-1	18	冷却塔 CT-1 消費電力
ヒートポンプ 給湯器 HW-1	19	ヒートポンプ 給湯器 HW-1 消費電力
熱媒ポンプ CP4-1(HET-1→HW-1)	20	熱媒ポンプ CP4-1(HET-1→HW-1) 消費電力
温水ポンプ CP4-2(YT-1→HW-1)	21	温水ポンプ CP4-2(YT-1→HW-1) 消費電力
冷却水ポンプ CP4-3(YT-1→CT-1)	22	冷却水ポンプ CP4-3(YT-1→CT-1) 消費電力
下水循環ポンプ DP-1	23	下水循環ポンプ DP-1 消費電力
管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-3	24	管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-3 消費電力

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-34 データセンター系 計測項目と計測番号

計測場所	計測番号	計測項目
HET-2(一次側：下水)	157	熱交換槽 HET-2 槽内下水温度 上
	158	熱交換槽 HET-2 槽内下水温度 中
	159	熱交換槽 HET-2 槽内下水温度 下
	144	熱交換槽 HET-2 下水入口温度
	145	熱交換槽 HET-2 下水出口温度
	184	HET-2 系統 下水送水ポンプ 人孔温度
	150	熱交換槽 HET-2 下水入口流量
	151	熱交換槽 HET-2 下水出口流量
HET-2(二次側：熱媒)	148	HET-2 熱交換器 熱媒直近入口温度
	149	HET-2 熱交換器 熱媒直近出口温度
	146	HET-2 熱交換器 熱媒入口温度
	147	HET-2 熱交換器 熱媒出口温度
	152	HET-2 熱交換器 熱媒入口流量
	153	HET-2 熱交換器 熱媒出口流量
PAC1(一次側：熱媒)	170	水冷ユニット PAC-1 熱媒入口温度
	171	水冷ユニット PAC-1 熱媒出口温度
	175	水冷ユニット PAC-1 熱媒入口流量
	176	水冷ユニット PAC-1 熱媒出口流量
	172	データセンタ系統管内熱交換器 熱媒入口温度
	173	データセンタ系統管内熱交換器 熱媒出口温度
	177	データセンタ系統管内熱交換器 熱媒入口流量
CT2-1	160	冷却塔 CT2-1 入口温度
	161	冷却塔 CT2-1 出口温度
	162	冷却塔 CT2-1 出口バイパス合流後温度
	183	冷却塔 CT2-1 補給水入口温度
	154	冷却塔 CT2-1 入口流量
	156	冷却塔 CT2-1 バイパス流量
	155	冷却塔 CT2-1 出口バイパス合流後流量
データセンタ系統 工業用水	185	熱交換槽 HET-2 散水入口温度
	189	熱交換槽 HET-2 散水入口流量
	188	データセンタ系統 システム冷却塔出口流量
サーバー室	174	サーバー室内温度
データセンタ系統 管路	190	データセンタ系統 管路入口下水温度
	191	データセンタ系統 管路出口下水温度
冷却塔 CT2-1	163	冷却塔 CT2-1 消費電力
熱媒ポンプ CP4-1(PAC-1→HET-2)	164	熱媒ポンプ CP4-1(PAC-1→HET-2) 消費電力
下水循環ポンプ DP1-1	165	下水循環ポンプ DP1-1 消費電力
水冷ユニット PAC-1	166	水冷ユニット PAC-1 消費電力
電気ヒーター EH	167	電気ヒーター EH 消費電力
管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-1	168	管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-1 消費電力
スクリーン装置 2	169	スクリーン装置 2 消費電力

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-35 ホテル2系 計測項目と計測番号

計測場所	計測番号	計測項目
HET-3(一次側：下水)	281	熱交換槽 HET-3 槽内下水温度 上
	282	熱交換槽 HET-3 槽内下水温度 中
	283	熱交換槽 HET-3 槽内下水温度 下
	279	熱交換槽 HET-3 下水入口温度
	280	熱交換槽 HET-3 下水出口温度
	323	HET-3 系統 下水送水ポンプ 人孔温度
	284	熱交換槽 HET-3 下水入口流量
	285	熱交換槽 HET-3 下水出口流量
HET-3(二次側：熱媒)	289	HET-3 熱交換器 熱媒直近入口温度
	290	HET-3 熱交換器 熱媒直近出口温度
HW-2(一次側：熱媒)	302	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 熱媒入口温度
	303	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 熱媒出口温度
	308	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 熱媒入口流量
	309	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 熱媒出口流量
	304	ホテル2 系統管内熱交換器 熱媒入口温度
	305	ホテル2 系統管内熱交換器 熱媒出口温度
	310	ホテル2 系統管内熱交換器 熱媒入口流量
HW-2(二次側：温水)	306	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 温水入口温度
	307	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 温水出口温度
	311	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 温水入口流量
	312	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 温水出口流量
YT-2	317	予熱タンク YT-2 槽内温水温度 上
	318	予熱タンク YT-2 槽内温水温度 中
	319	予熱タンク YT-2 槽内温水温度 下
CT2-2	291	冷却塔 CT2-2 入口温度
	292	冷却塔 CT2-2 出口温度
	293	冷却塔 CT2-2 出口バイパス合流後温度
	322	冷却塔 CT2-2 補給水入口温度
	286	冷却塔 CT2-2 入口流量
	288	冷却塔 CT2-2 バイパス流量
	287	冷却塔 CT2-2 出口バイパス合流後流量
ホテル2 系統 工業用水	324	熱交換槽 HET-3 散水入口温度
	314	熱交換槽 HET-3 散水入口流量
	313	ホテル2 系統 システム冷却塔出口流量
冷却塔 CT2-2	294	冷却塔 CT2-2 消費電力
熱媒ポンプ CP4-1(HET-3→HW-2)	295	熱媒ポンプ CP4-1(HET-3→HW-2) 消費電力
温水ポンプ CP4-2(YT-2→HW-2)	296	温水ポンプ CP4-2(YT-2→HW-2) 消費電力
冷却水ポンプ CP4-3(YT-2→CT2-2)	297	冷却水ポンプ CP4-3(YT-2→CT2-2) 消費電力
下水循環ポンプ DP1-2	298	下水循環ポンプ DP1-2 消費電力
ヒートポンプ 給湯器 HW-2	299	ヒートポンプ 給湯器 HW-2 消費電力
管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-2	300	管内熱交換器熱媒循環ポンプ CP5-2 消費電力
スクリーン装置 3	301	スクリーン装置 3 消費電力

II. 実験に用いた機器設備概要

実験に用いた設備のうち、熱交換器、給湯用ヒートポンプ、貯湯タンク、冷却塔、水冷式 MACS 空調機についての概要、仕様について述べる。

i. 熱交換器

熱交換器の外形を図 4-24 に示す。



図 4-24 熱交換器

熱交換器は内部を流れる高温流体と低温流体間で熱交換する装置である。ホテル系における高温流体は下水で、低温流体は熱源水であり、下水はスクリーンによって大きなゴミが取り除かれた後、取水ポンプによって下水の一部を汲みあげて熱交換槽内を流れることにより熱源水と熱交換する。ホテル1系とデータセンター系の熱交換器 HEX-1 と HEX-2 は同じもので、伝熱面積が 47.2m^2 である。ホテル2系の熱交換器 HEX-3 は伝熱面積が 10.26m^2 の流下液膜式熱交換器である。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

ii. 給湯用ヒートポンプ

実環境試験で用いた給湯用水冷式ヒートポンプの外形を図 4-25 に示す。



図 4-25 水冷式ヒートポンプ

ヒートポンプは熱源水の熱を利用して給湯する装置である。熱源水と給湯用の水は異なり、ヒートポンプ内の蒸発器で外部から熱を供給する水を熱源水と呼び、ヒートポンプ内の凝縮器で得られる給湯用の水を温水と呼ぶ。ヒートポンプで給湯する際、圧縮機で電力を消費し、加熱能力に対して圧縮機の消費電力を低く抑えると効率が良くなる。ホテル 1 系にはゼネラルヒートポンプ社製の水冷式ヒートポンプ給湯機を、ホテル 2 系には三菱重工社製の水冷ヒートポンプ要素チラーを用いた。それぞれの仕様について表 4-36 と表 4-37 に示す。

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-36 ホテル 1 系給湯用ヒートポンプ HW-1 仕様^[30]

型番	ZQH-10W10-K-A
名称	水冷ヒートポンプ給湯機
製造	ゼネラルヒートポンプ工業株式会社
消費電力(kW)	瞬間給湯 9.8 循環給湯 11.4
最大消費電力(kW)	16.0
定格加熱能力(kW)	瞬間給湯 39.2 循環給湯 35.4
外形寸法(mm)	1800×950×1000
重量(kg)	700
圧縮機形式	全密閉型スクロール式
熱源水熱交換器 形式	SUS 型プレート式
循環水量(L/min)	86
給湯用熱交換器 形式	SUS 型プレート式
循環水量(L/min)	101.5
瞬間給湯温度(°C)	温水入口温度 15 出口温度 60 熱源水入口温度 15 出口温度 10
循環給湯温度(°C)	温水入口温度 55 出口温度 60 熱源水入口温度 15 出口温度 10
最高温水出口温度(°C)	60

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-37 ホテル 2 系給湯用ヒートポンプ HW-2 仕様 エラー! 参照元が見つかりません。

型番	MVCP81W
名称	水冷ヒートポンプ要素チラー
製造	三菱重工業株式会社
電源	三相 200V 50/60Hz
消費電力(kW)	瞬間給湯 7.5 循環給湯 7.2
定格加熱能力(kW)	瞬間給湯 30.0 循環給湯 20.0
外形寸法(mm)	784×1050×1550
重量(kg)	450
圧縮機形式	スクロール式
熱源水熱交換器 形式	ブレージング型プレート式熱交換器
循環水量(L/min)	瞬間給湯 7.5 循環給湯 4.0
給湯用熱交換器 形式	ブレージング型プレート式熱交換器
循環水量(L/min)	101.5
瞬間給湯温度(°C)	温水入口温度 9.0 出口温度 65.0 熱源水入口温度 15.0
循環給湯温度(°C)	温水入口温度 60.0 出口温度 65.0 熱源水入口温度 15.0
瞬間給湯 COP(-)	4.01
循環給湯 COP(-)	2.79

iii. 貯湯タンク

貯湯タンクの外形を図 4-26 に示す。



図 4-26 貯湯タンク

ヒートポンプから送られた温水を一時的に貯めるタンクである。

iv. 冷却塔

冷却塔の外形を図 4-27 に示す。



図 4-27 冷却塔

ホテル系では実際に給湯利用を行うことを想定するために温水の温度を下げることで熱負荷を与えるが、データセンター系では下水との熱交換では冷却水入口温度を充分下げることが出来ない場合の補助冷却装置として用いる。

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

v. 水冷式 MACS 空調機

年間冷房機器としての水冷式空調機の外形を図 4-28 に示す.



図 4-28 水冷式 MACS 空調機

水冷式 MACS 空調機は冷却水を利用し、冷媒の温度を下げることで熱負荷が発生しているデータセンター内を冷房する。水冷式 MACS 空調機の仕様を表 4-38 に示す。

表 4-38 水冷式 MACS 空調機仕様^[32]

機種	SRPW415CR
形式	水冷式
製造	ダイキン工業株式会社
電源	3 相 200V 50/60Hz
性能 (kW)	41.5
水量(m ³ /h)	9.8
室内温度 (°C)	27
冷却水入口温度(°C)	35°C
冷却水出口温度(°C)	40°C
水冷対応室内ユニット機種	FRDP400C2R
外形寸法(mm)	2000×1795×900
重量(kg)	720
圧縮機形式	全密閉式 (スクロール型)
熱交換器	クロスフィンコイル式
ファン	シロッコファン
水冷ユニット機種	CRPW415CR
外形寸法(mm)	1000×840×320
熱交換器	プレート式
重量(kg)	120

III. 試験方法

実環境試験では下水管路内を流れる下水を熱交換槽に取水，排水することにより，熱需要施設や排熱施設を想定した実験設備で熱利用を行う．実環境試験では，熱需要施設を含む熱利用系統をホテル系，排熱施設を含む熱利用系統をデータセンター系とし，下水管路上流側からホテル1系，データセンター系，ホテル2系の順に設置する．

ホテル系では管路内を流れる下水を管路途中のマンホール内のスクリーンにてゴミを取り除いた後に下水循環ポンプによって取水し，熱交換槽で熱源水と熱交換する．このことにより，熱源水を介して下水を給湯用ヒートポンプの熱源として利用し，給湯する．ホテル系ではホテルの給湯負荷を想定した実験を行うために，給湯した温水を貯湯槽に貯湯した後，冷却塔で冷却することで仮想的に給湯負荷を与えている．また，時間帯によるホテルの熱需要の変化に対するヒートポンプの運転を想定して，瞬間給湯で温水を加熱する貯湯運転と追い焚き運転，循環給湯で温水を加熱する保温運転を行った．ホテルでの貯湯運転は湯を利用しない時間帯に給湯して貯湯槽に湯を貯める運転で，貯湯槽に湯が貯まった後は循環給湯による保温運転で湯を一定の温度に保つ運転を行う．ホテル利用者が湯を利用する時間帯には貯湯槽に貯めた湯を利用すると同時に瞬間給湯で湯を作る追い焚き運転を行う．

データセンター系ではホテル系と同様の方法で下水を熱交換槽に取水し，冷却水と熱交換する．下水が冷却水と熱交換することによって冷却水の温度を下げ，水冷式 MACS 空調機の冷房熱源として利用し，サーバ室内を冷房する．実環境試験はデータセンターの年間冷房を想定して行っており，データセンターの熱負荷を想定してヒーターでサーバ室内に熱負荷を与えることにより水冷式 MACS 空調機が連続運転を行っている．なお，季節性試験では下水とヒートポンプに流入する温水の温度調節を行って試験を実施する．

第4章 下水熱利用導入効果の検討

IV. 運転条件・パターン

本論文では表 4-39 に示す各季節を想定した下水、温水の温度条件を設定して実環境試験を行う。また、各系統の下水、熱源水、温水の流量条件を表 4-40 に示す。

表 4-39 下水入口温度・温水入口温度設定条件

季節	下水入口温度 (°C)	温水入口温度 (°C)
夏期	30	25
中間期 (夏期寄り)	25	20
中間期 (冬期寄り)	20	15
冬期	15	10
寒冷地	10	5

表 4-40 各系統下水・熱源水・温水流量条件

	下水流量(L/min)	熱源水 (冷却水) 流量(L/min)	温水流量(L/min)
ホテル 1 系	100	75~83	9.2~24.1
データセンター系	100	100	-
ホテル 2 系	100~300	50~108	4.2~10.7

4.5 下水熱利用試験結果

実環境下での試験結果を順に示す。

4.5.1 データ選定方法

実環境試験の結果は，設定された実験条件と異なる短時間のデータを用いることで多くの下水，温水条件での機器特性について整理が出来る．しかし，短時間のデータを用いる際，温水流量が短時間の間に大きく変動している場合があるため，変動の大小の判定に標準偏差を用いる．

図 4-29 に温水流量の変動が大きい期間と小さい期間を含む 8/12 のホテル 1 系の実験結果を示し，10 分間の標準偏差を示す．温水流量の変動が小さい運転状態の期間と変動が大きい運転状態を含む期間で分け，それぞれの期間の標準偏差を表 4-41 に示す．

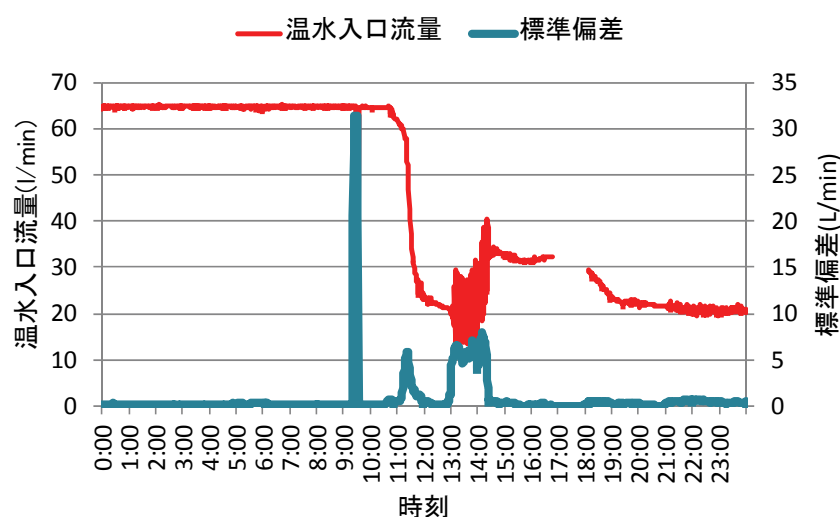


図 4-29 8/12 ホテル 1 系ヒートポンプの温水入口流量の運転結果と標準偏差

表 4-41 各期間の標準偏差と温水流量変動の大小関係

運転期間	時間	標準偏差(L/min)	温水流量変動の大小
1	0 : 00～9 : 00	0.1～0.4	小
2	9 : 20～19 : 59	0.1～31	大を含む
3	20 : 00～23 : 59	0.0～0.7	小

表 4-41 より温水流量の大きさに関わらず標準偏差が 0.0～0.4L/min であれば温水流量の変動は小さいものとする．短時間のデータでは温水流量の移動平均値は変動が小さいものの，計測時間 1 分ごとの実験データが大きく変動してしまっている場合がある．そこで 10 分間の移動平均値の変動が小さければ温水流量に関してヒートポンプの運転状態に大きな変化は無いとし，実験結果として用いる．その際，移動平均値の標準偏差が 0.0～0.4L/min であれば変動が小さいものとして用いる．

4.5.2 給湯用ヒートポンプ HW-1 の機器特性

ホテル1系の給湯用ヒートポンプ HW-1 の機器特性について示す。表 4-39 と

表 4-40 で示した設定条件に近い条件で、65℃出湯の瞬間給湯を行った場合の HW-1 の機器特性を示す。

I. 下水入口温度・負荷率と COP の関係

実環境における下水温度と COP の関係を把握するために、下水入口温度とヒートポンプ入口の熱源水温度の関係について、熱源水入口温度と COP の関係を示す。下水入口温度と COP の関係を示すことにより下水入口温度がヒートポンプの運転効率にどのような影響を与えるかを示す。その際、流量によってヒートポンプ入口の熱源水温度が変わり、負荷率によって COP が変わるので下水流量は 100L/min、熱源水流量は 80L/min、負荷率 1.0～1.2 の一定の条件の結果を用いる。また、実験データの選定方法で示した方法により選定した実験データの短時間（30 分～2 時間）の平均値を用いる。ホテル1系の下水入口温度が高い程、ヒートポンプ入口の熱源水温度は上昇し、COP が向上することが考えられる。図 4-30 に下水入口温度とヒートポンプ熱源水入口温度の関係を、図 4-31 ヒートポンプ熱源水入口温度と COP の関係を示し、図 4-32 図 4-30 下水入口温度と COP の関係を示す。

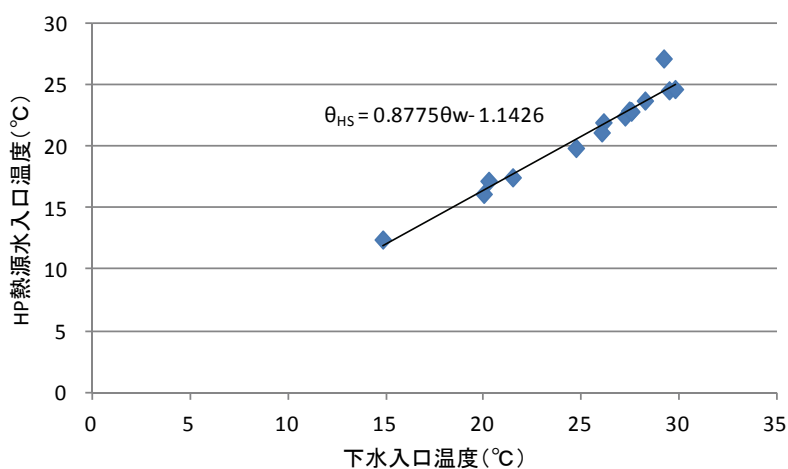


図 4-30 下水入口温度とヒートポンプ熱源水入口温度の関係
(ホテル1系短時間結果 下水流量 100L/min, 80L/min, 負荷率 1.0～1.2)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

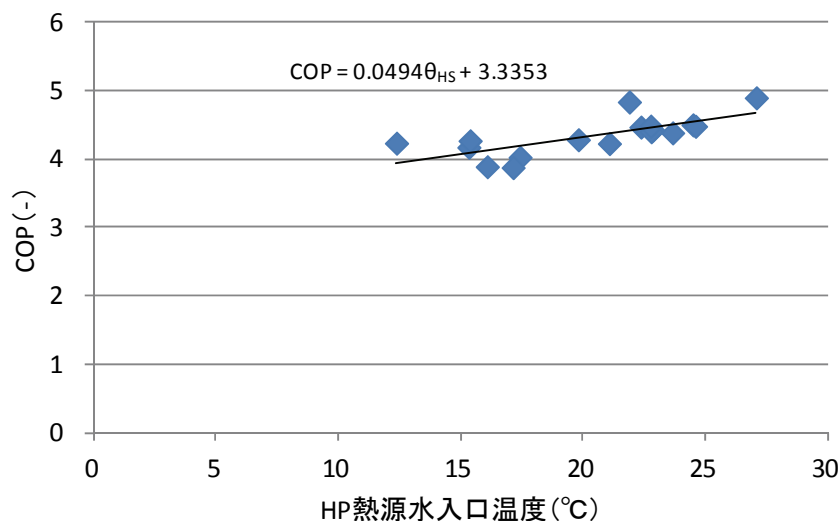


図 4-31 ヒートポンプ熱源水入口温度と COP の関係
(ホテル 1 系短時間結果 下水流量 100L/min, 80L/min, 負荷率 1.0~1.2)

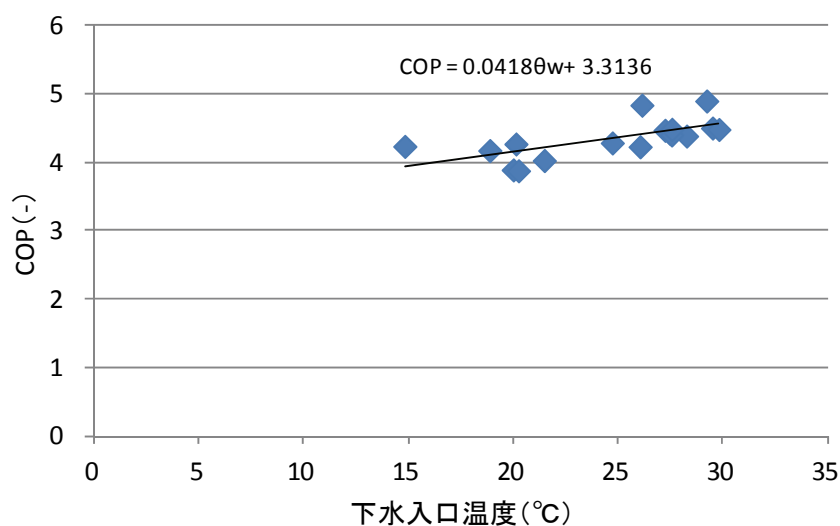


図 4-32 下水入口温度と COP の関係
(ホテル 1 系短時間結果 下水流量 100L/min, 80L/min, 負荷率 1.0~1.2)

図 4-30 より下水入口温度に比例して熱源水入口温度が上昇しており、下水入口温度 1°C の上昇に対して熱源水入口温度は 0.88°C 上昇している。図 4-31 より熱源水入口温度が 1°C 上昇するにつれて COP は 0.049 上昇している。このことから下水入口温度が上昇することにより熱源水入口温度が上昇し、COP が上昇するという傾向が実環境において得られた。図 4-32 より下水入口温度が 1°C 上昇すると、HW-1 の COP は 0.0418 上昇した。

下水入口温度が 27.5~29.8°C の夏期条件に近い結果において負荷率と COP の関係を図 4-33 図 4-31 に示す。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

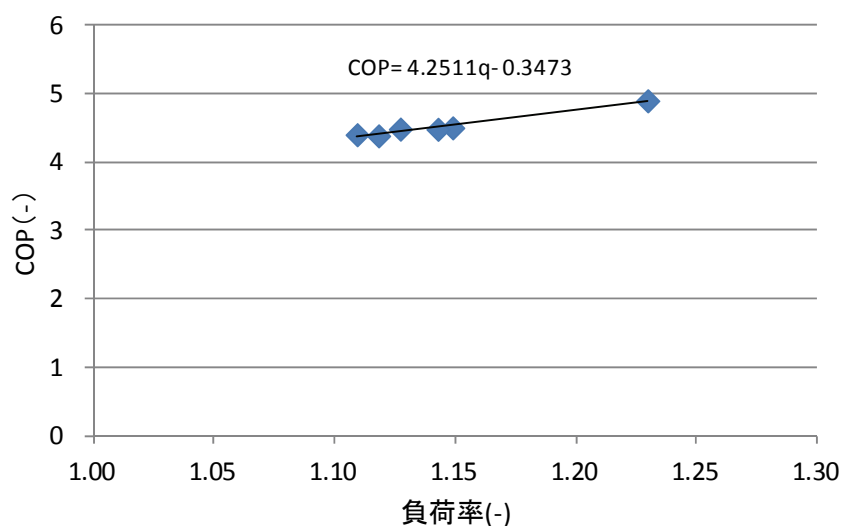


図 4-33 負荷率と COP, SCOP の関係

(ホテル 1 系短時間結果 下水流量 100L/min, 80L/min, 下水入口温度 27.5~29.8℃)

図 4-33 より負荷率が上がるにつれて COP が高くなることが分かる。図 4-30 から図 4-33 の結果より下水入口温度と負荷率が上昇することによって COP が上昇することが分かった。なお、HW-1 は出湯温度 60℃で定格運転されるが、本実験では 65℃出湯の設定で運転されていることにより図 4-33 に示されるように負荷率が 1.0 以上で運転されている。

II. 季節別性能特性

表 4-39 の下水、温水温度条件と異なる条件時を表 4-42 に示す季節に分類する。分類した条件時での実験結果を表 4-43 と表 4-44 に示す。なお、この実験結果は 4.4.1 節の実験データの選定方法で示した方法により各実験実施日の短時間（30 分～2 時間）の平均値を用いる。

表 4-42 ホテル 1 系 実験結果季節条件

季節	下水入口温度(℃)	温水入口温度(℃)
夏期	27～30	25～
中間期(夏期寄り)	24～27	20～25
中間期(冬期寄り)	18～20	15～16
冬期	15	10～13

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-43 ホテル1系 夏期実験結果

季節	夏期					
実験 No	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6
下水入口温度 (°C)	27.45	27.54	28.25	29.52	29.80	27.54
下水出口温度 (°C)	22.98	22.88	23.70	24.85	24.92	22.61
下水入口流量(l/min)	99.82	99.50	100.34	100.13	100.23	100.15
熱源水入口温度 (°C)	22.84	22.75	23.65	24.48	24.59	22.72
熱源水出口温度 (°C)	17.11	17.03	18.02	18.54	18.72	16.92
熱源水入口流量(l/min)	80.77	80.93	81.87	80.46	81.59	79.30
温水入口温度 (°C)	26.26	26.11	33.37	31.19	34.55	28.54
温水出口温度 (°C)	62.47	62.47	61.38	61.77	60.96	62.18
温水入口流量(l/min)	16.96	17.29	22.05	20.67	24.11	18.00
熱源水熱交換量(kW)	32.20	32.22	32.06	33.26	33.24	31.88
加熱能力(kW)	43.59	44.39	43.83	45.11	44.79	43.20
負荷率 (-)	1.11	1.13	1.12	1.15	1.14	1.10
熱源機消費電力(kW)	9.87	9.88	10.00	10.00	10.00	9.90
スクリーン消費電力(kW)	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21
下水ポンプ電力(kW)	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10
熱媒ポンプ消費電力(kW)	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
温水ポンプ消費電力(kW)	0.55	0.55	0.60	0.60	0.60	0.54
総消費電力(kW)	12.13	12.13	12.31	12.31	12.31	12.15
COP (-)	4.43	4.50	4.38	4.51	4.48	4.37
SCOP (-)	3.60	3.66	3.56	3.66	3.64	3.56
備考 実験実施日	7月12日	7月13日	8月6日	8月12日	8月19日	10月7日

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-44 ホテル 1 系 中間期・冬期実験結果

季節	中間期(夏期)			中間期(冬期)		冬期
実験 No	1-7	1-8	1-9	1-10	1-11	1-12
下水入口温度 (°C)	27.23	26.04	24.72	18.88	20.12	14.83
下水出口温度 (°C)	22.51	21.11	20.00	15.33	15.35	12.33
下水入口流量(l/min)	100.20	100.16	100.20	99.98	100.09	99.97
熱源水入口温度 (°C)	22.35	21.07	19.80	15.33	15.38	12.28
熱源水出口温度 (°C)	16.85	15.40	14.44	10.57	10.58	7.86
熱源水入口流量(l/min)	82.88	77.58	80.68	81.05	81.08	80.41
温水入口温度 (°C)	22.86	24.89	20.17	14.97	14.37	10.37
温水出口温度 (°C)	63.15	63.37	64.12	65.69	65.79	63.55
温水入口流量(l/min)	15.45	15.09	13.18	10.53	10.39	9.48
熱源水熱交換量(kW)	31.74	30.46	30.01	26.70	26.91	24.61
加熱能力(kW)	44.18	41.96	42.40	40.89	41.85	39.31
負荷率 (-)	1.13	1.07	1.08	1.04	1.07	1.00
熱源機消費電力(kW)	9.90	9.93	9.90	9.80	9.81	9.31
スクリーン消費電力(kW)	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21
下水ポンプ電力(kW)	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10	1.10
熱媒ポンプ消費電力(kW)	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
温水ポンプ消費電力(kW)	0.55	0.53	0.52	0.50	0.50	0.50
総消費電力(kW)	12.16	12.17	12.13	12.01	12.02	11.52
COP (-)	4.47	4.23	4.28	4.17	4.27	4.22
SCOP (-)	3.64	3.45	3.50	3.40	3.48	3.41
備考 実験実施日	7月20日	10月19日	10月24日	11月29日	11月30日	11月13日

第4章 下水熱利用導入効果の検討

結果より加熱能力と負荷率は季節間における違いは無かった。温水入口温度の変化によって温水入口流量が変化しており、温水出入口温度差が小さくなると、温水流量を増やすことで加熱能力を一定に保って運転している。下水入口温度が高い夏期の実験結果は下水入口温度が低い冬期に比べて熱源水入口温度が高く、COP が高い結果となった。また、どの季節でも負荷率が 1.0 以上で運転されており、補機類（下水循環ポンプ、熱源水循環ポンプ、温水循環ポンプ、スクリーン）の消費電力の変動が無かったため、COP と SCOP の差は各季節でほぼ変わらなかった。

実環境試験を行った結果のうち貯湯運転を行っている期間を含む結果を示す。ホテル 1 系に関して図 4-34 と図 4-35 に夏期代表日（8/9）の運転結果を示す。温水出口温度が 60℃以上になる 13:58 から温水入口温度と温水出口温度が近くなる 22:55 まで貯湯運転を行っている期間とする。図 4-36 と図 4-37 にホテル 1 系の中間期（夏期）代表日（7/19～7/20）の運転結果を示す。温水出口温度が 60℃以上となる 7/19 の 16:26～7/20 の 10:00 まで貯湯運転を行っている期間とする。図 4-38 と図 4-39 にホテル 1 系の冬期代表日（11/13）の運転結果を示す。温水出口温度が 60℃以上となる 12:00～16:56 まで貯湯運転を行っている期間とする。各季節の貯湯運転を行っている期間の温水加熱量の積算値と消費電力の積算値から COP と SCOP を算出し、表 4-45 に示す。

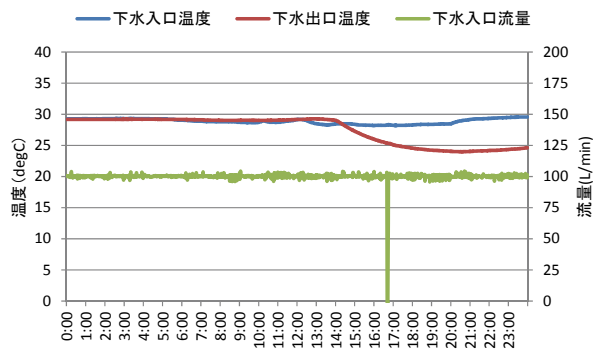


図 4-34 (a) 下水温度・流量

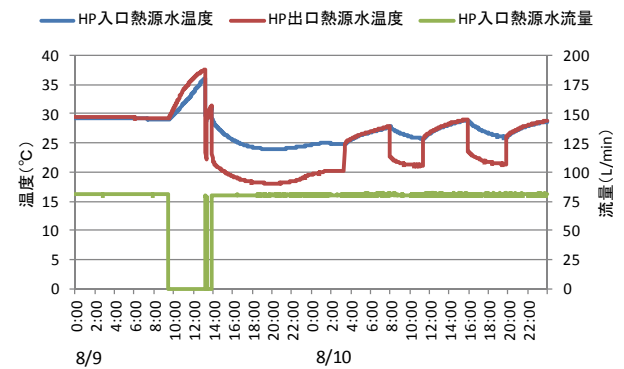


図 4-34 (b) 熱源水温度・流量

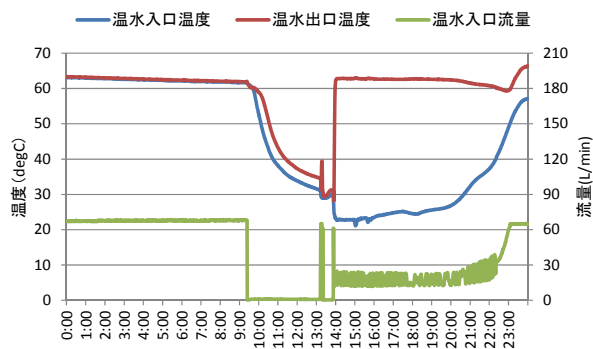


図 4-34 (c) 温水温度・流量

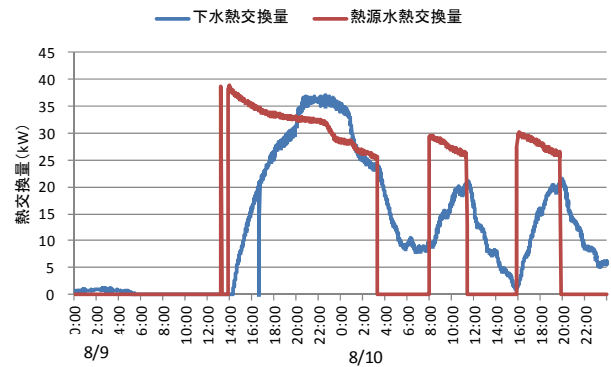


図 4-34 (d) 下水・熱源水熱交換量

図 4-34 ホテル 1 系夏期（8/9）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

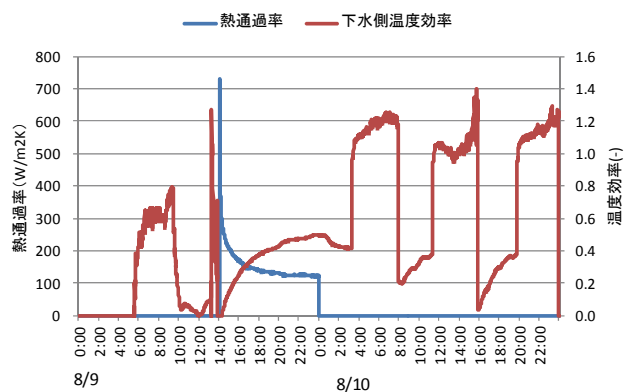


図 4-35 (a) 熱通過率・温度効率

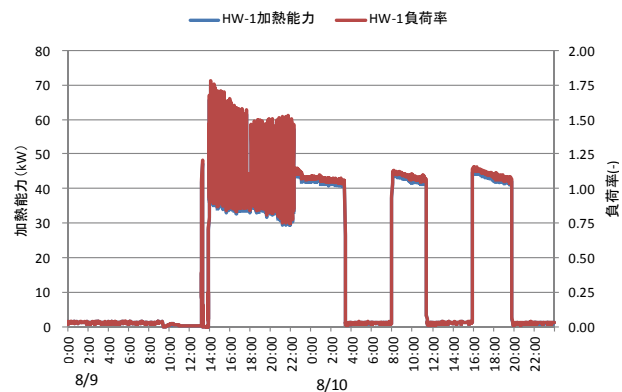


図 4-35 (b) HW-1 加熱能力・負荷率

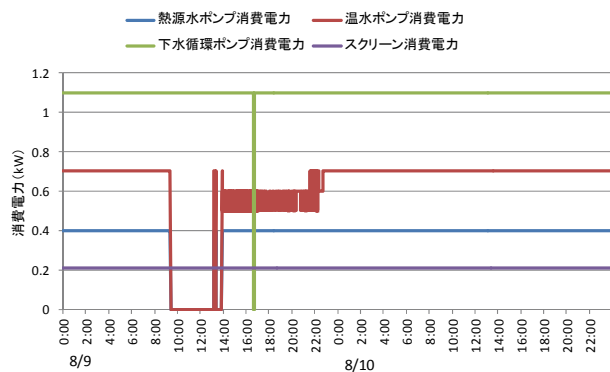


図 4-35 (c) ポンプ・スクリーン消費電力

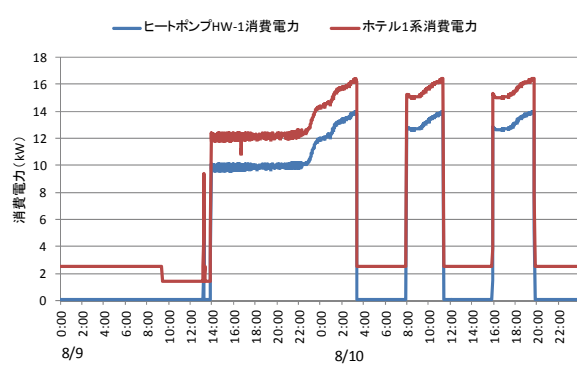


図 4-35 (d) HW-1・ホテル1系消費電力

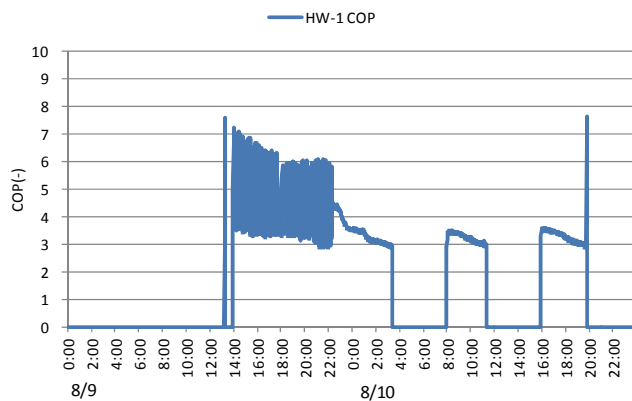


図 4-35 (e) HW-1 COP

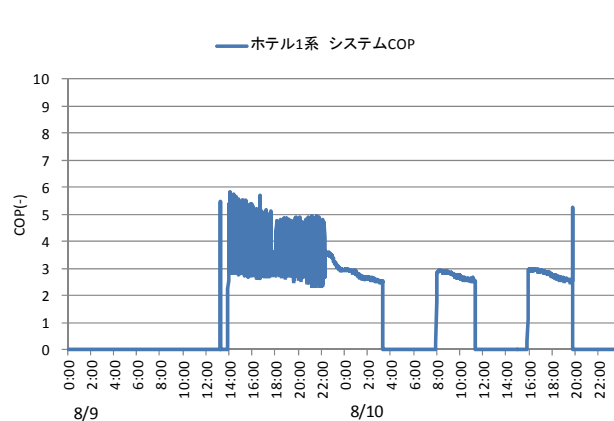


図 4-35 (f) ホテル1系 SCOP

図 4-35 ホテル1系夏期(8/9)運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

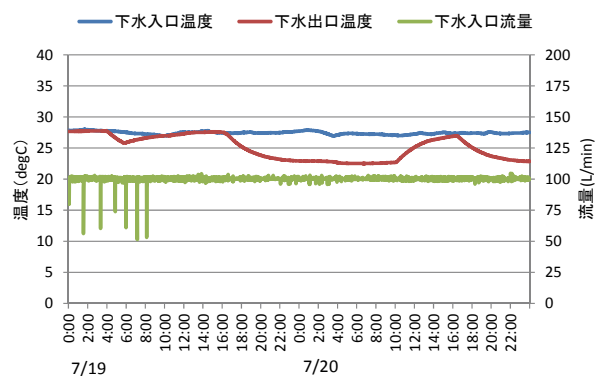


図 4-36 (a) 下水温度・流量

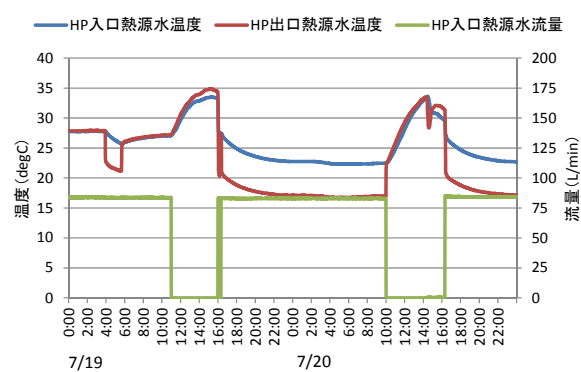


図 4-36 (b) 熱源水温度・流量

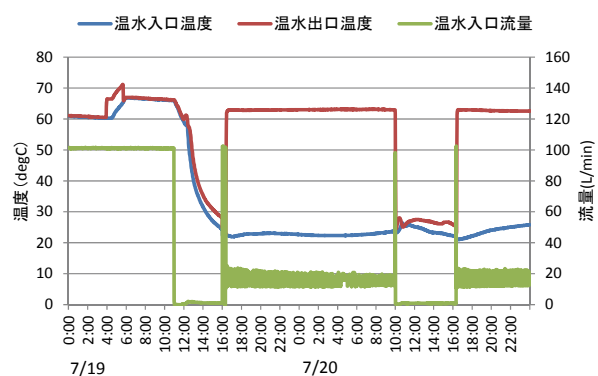


図 4-36 (c) 温水温度・流量

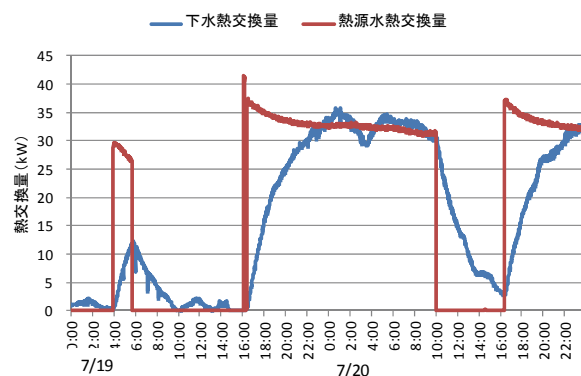


図 4-36 (d) 下水・熱源水熱交換量

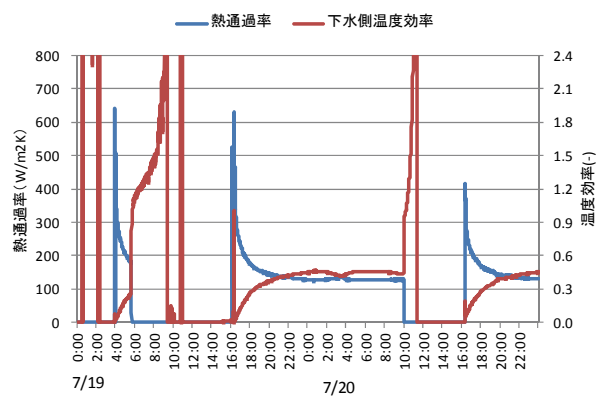


図 4-36 (e) 熱通過率・温度効率

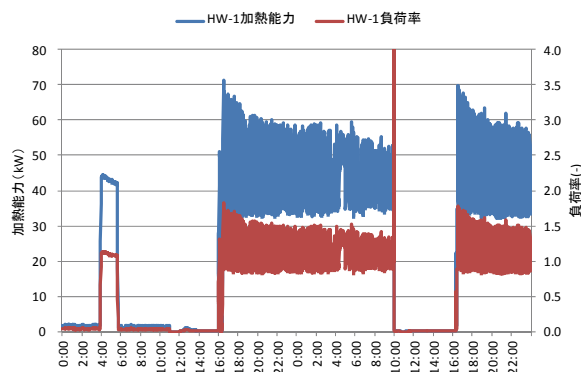


図 4-36 (f) HW-1 加熱能力・負荷率

図 4-36 ホテル1系中間期（夏期）（7/19～7/20）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

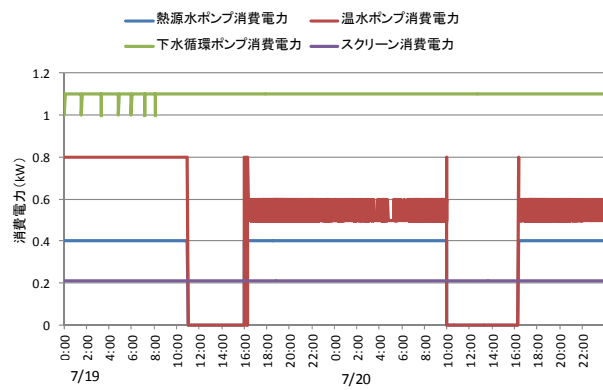


図 4-37 (a) ポンプ・スクリーン消費電力

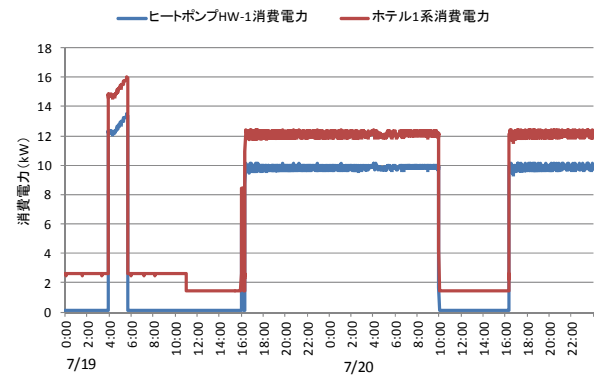


図 4-37 (b) HW-1・ホテル1系消費電力

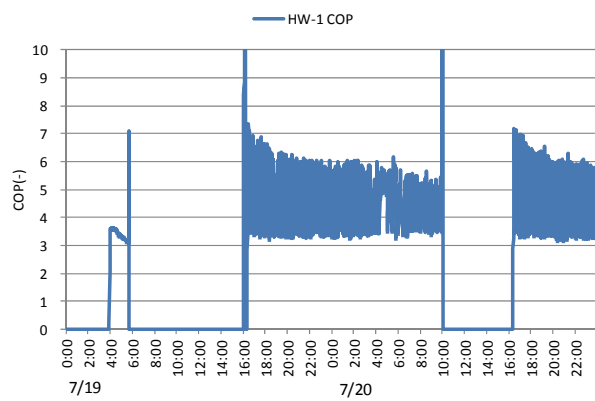


図 4-37 (c) HW-1 COP

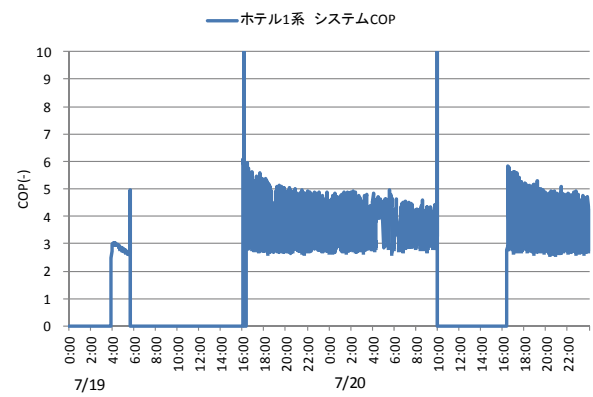


図 4-37 (d) ホテル1系 SCOP

図 4-37 ホテル1系中間期（夏期）（7/19～7/20）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

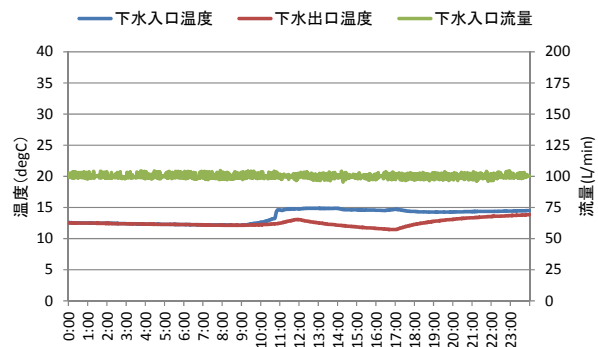


図 4-38 (a) 下水温度・流量

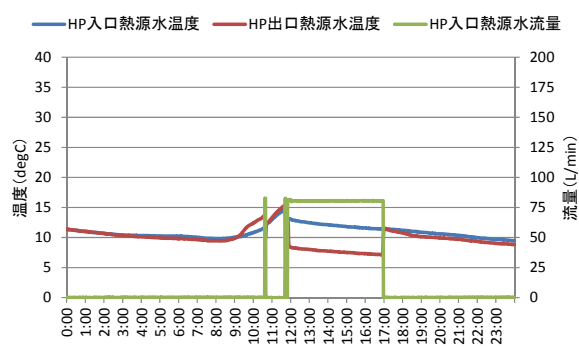


図 4-38 (b) 熱源水温度・流量

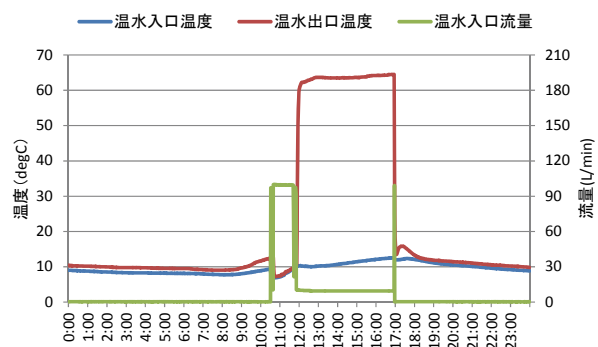


図 4-38 (c) 温水温度・流量

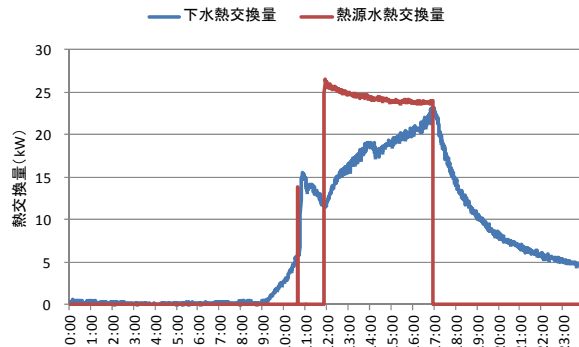


図 4-38 (d) 下水・熱源水熱交換量

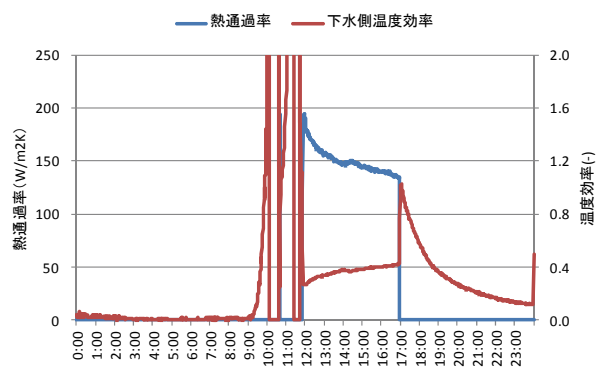


図 4-38 (e) 熱通過率・温度効率

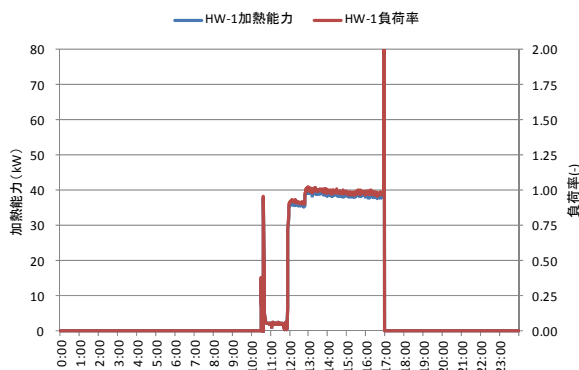


図 4-38 (f) HW-1 加熱能力・負荷率

図 4-38 ホテル 1 系冬期 (11/13) 運転結果

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

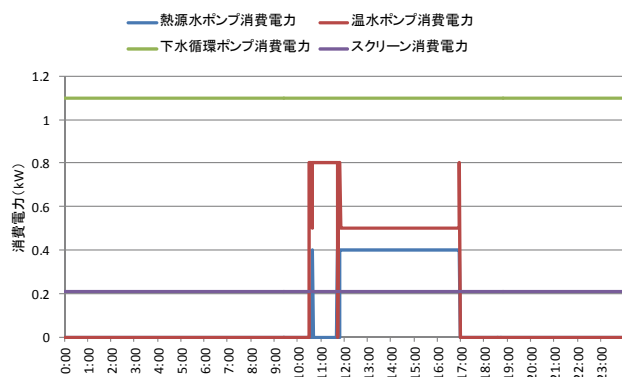


図 4-39 (a) ポンプ・スクリーン消費電力

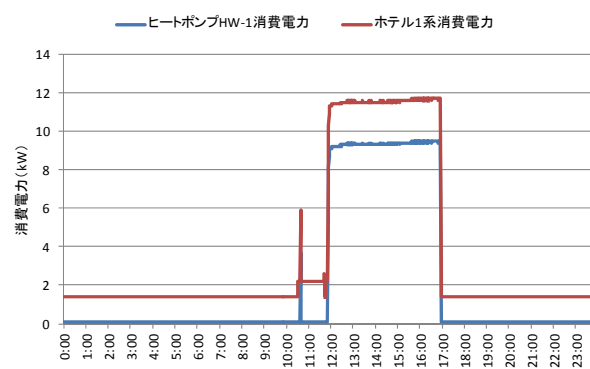


図 4-39 (b) HW-1・ホテル 1 系消費電力

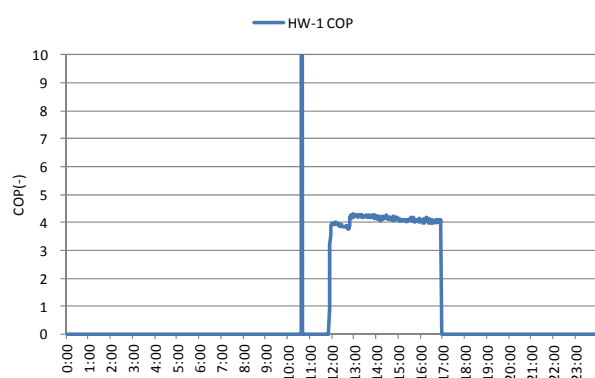


図 4-39 (c) HW-1 COP

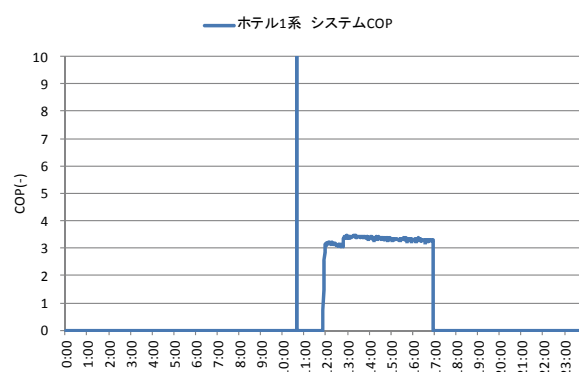


図 4-39 (d) ホテル 1 系 SCOP

図 4-39 ホテル 1 系冬期（11/13）運転結果

表 4-45 ホテル 1 系 貯湯運転結果

季節	夏期	中間期（夏期）	冬期
実験期間	8/9 (13:58~22:55)	7/19(16:26)~7/20(10:00)	11/13(12:00~16:56)
加熱量 (MJ)	1485	2860	684
消費電力 (MJ)	320	624	167
ホテル 1 系消費電力 (MJ)	393	767	206
COP(-)	4.64	4.58	4.10
SCOP(-)	3.77	3.73	3.32

図 4-35～図 4-39 より夏期と中間期（夏期）において貯湯を行っているときの温水流量は変動が大きく、加熱量や COP, SCOP も大きく変動している。各季節においてヒートポンプや補機類（下水ポンプ、熱源水ポンプ、温水ポンプ、スクリーン）の消費電力はあまり変動しなかった。表 4-45 より下水入口温度が高い夏期の COP が最も高く、下水入口温度が低い冬期の COP が最も低くなり、表 4-43 と表 4-44 で示した短時間の実験結果と同様の傾向が得られた。表 4-43 と表 4-44 に示す短時間の結果と積算値で求めた COP と SCOP を比較すると、夏期と中間期（夏期）は積算値で求めた COP と SCOP の方が高く、冬期は積算値で求めた COP と SCOP の方が低い値が得られた。

4.5.3 水冷式空調機の機器特性

データセンター系的水冷式 MACS 空調機の機器特性について示す。より多くの下水入口温度条件の実験データから機器特性を示すために短時間（30 分～2 時間）の平均値を用いる。

I. 下水入口温度・負荷率と COP の関係

下水入口温度と MACS 空調機の冷却水入口温度の関係を図 4-40 に、冷却水入口温度と COP の関係を図 4-41 に示し、下水入口温度と COP の関係を図 4-42 に示す。下水流量と冷却水流量によって冷却水入口温度が変化し、負荷率によって COP が変化するので、下水入口流量 100L/min, 冷却水入口流量 100L/min, 負荷率 0.6 の実験結果を用いて機器特性を示す。

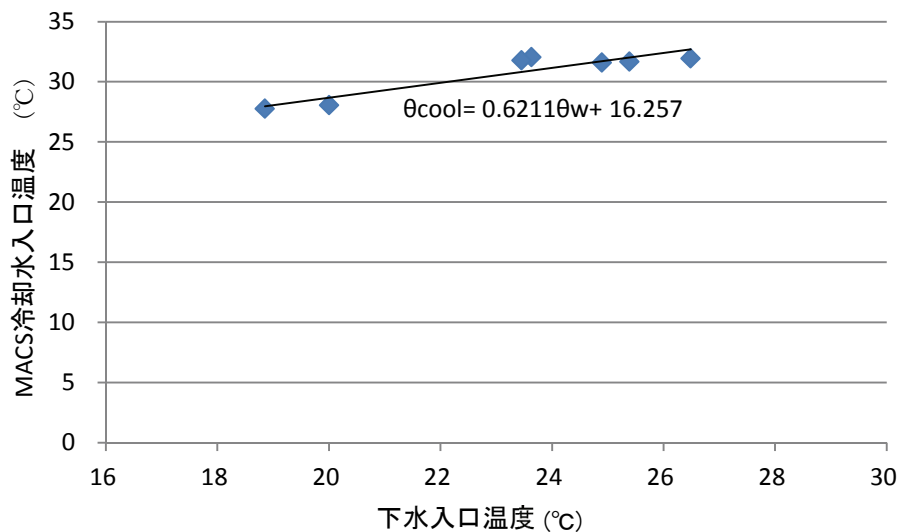


図 4-40 下水入口温度と MACS 入口冷却水温度の関係

(データセンター系短時間結果 下水流量 100L/min, 冷却水流量 100L/min, 負荷率 0.6)

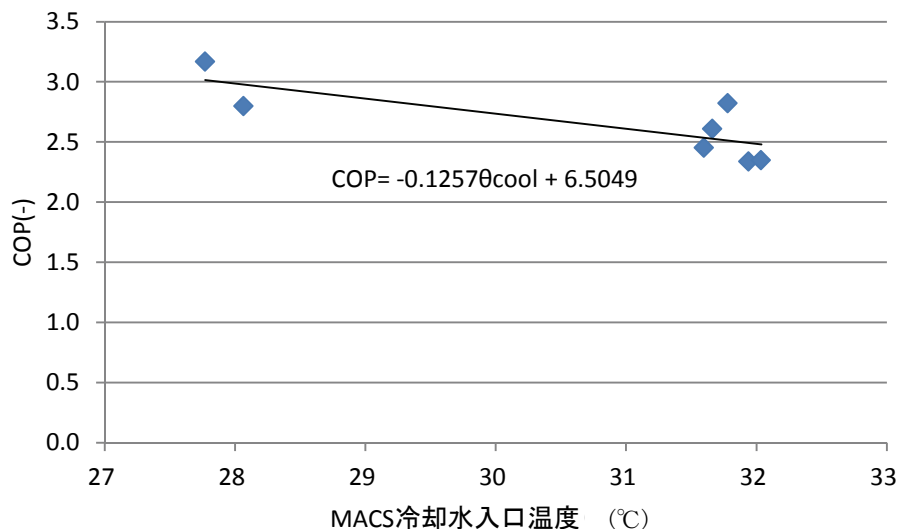


図 4-41 MACS 入口冷却水温度と COP の関係

(データセンター系短時間結果 下水流量 100L/min, 冷却水流量 100L/min, 負荷率 0.6)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

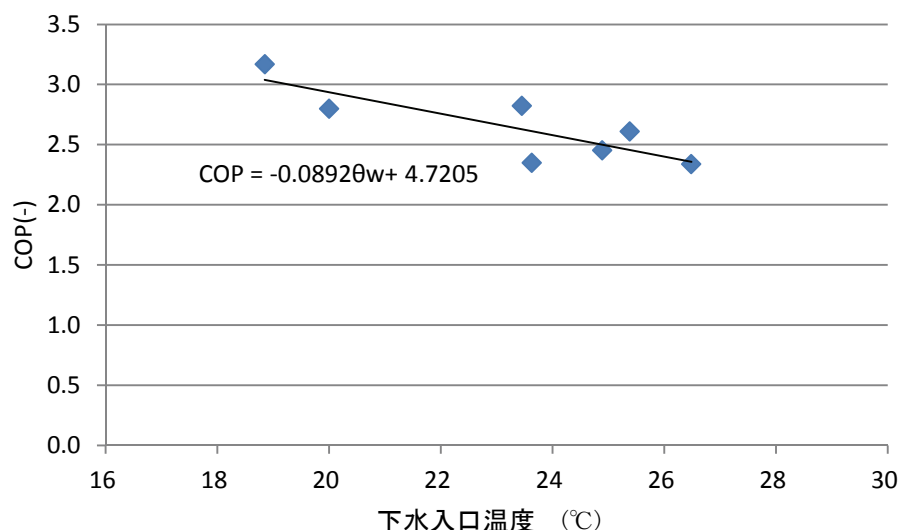


図 4-42 下水入口温度と COP の関係

(データセンター系短時間結果 下水流量 100L/min, 冷却水流量 100L/min, 負荷率 0.6)

図 4-40 より下水入口温度が上昇すると冷却水入口温度が上昇し、下水入口温度が 1℃上昇すると冷却水入口温度は 0.62℃上昇した。図 4-41 から冷却水入口温度が上昇することにより COP は低下しており、冷却水入口温度が 1℃上昇すると COP は 0.13 低下した。このことから下水入口温度が低い程 MACS 空調機の COP が高くなることが分かり、図 4-42 に示すように下水入口温度が 1℃上昇すると COP は 0.09 低下した。

下水入口温度が 26.5～28.7℃の夏期条件に近い結果において負荷率と COP の関係を図 4-43 に示す。

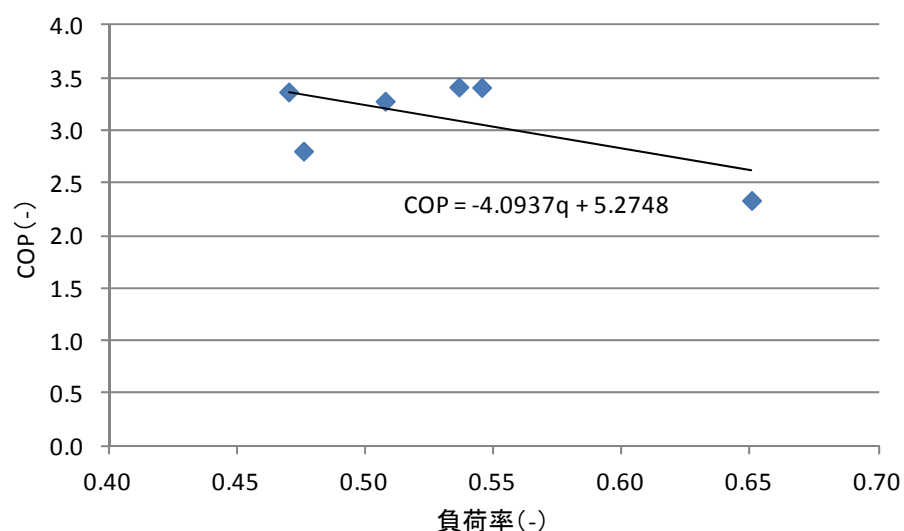


図 4-43 負荷率と COP の関係

(データセンター系短時間結果 下水流量 100L/min, 冷却水流量 100L/min,
下水入口温度 26.5～28.7℃)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-37 より負荷率が 0.47～0.55 の範囲では負荷率に伴って COP が上昇したが、負荷率が 0.65 のときの COP は低くなっており、負荷率が上昇することにより COP が低くなる傾向がある。

II. 季節別性能特性

表 4-39 の下水温度条件と異なる条件時を表 4-46 に示す季節に分類する。分類した条件時での実験結果を表 4-47 と表 4-49 に示す。なお、この実験結果は各実験実施日の短時間（30 分～2 時間）の平均値を用いる。

表 4-46 季節別下水温度条件

季節	下水入口温度(°C)
夏期	25～
中間期(夏期)	20～25
中間期(冬期)	15～20
冬期	10～15

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-47 データセンター系 夏期実験結果

季節	夏期				
実験 No	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5
下水入口温度 (°C)	27.52	27.79	28.48	28.65	28.50
下水出口温度 (°C)	31.31	31.64	32.36	32.35	32.22
下水入口流量(l/min)	100.27	100.48	99.96	98.88	100.19
冷却水入口温度 (°C)	31.86	31.84	32.84	33.09	32.86
冷却水出口温度 (°C)	36.07	35.98	36.49	37.05	36.74
冷却水入口流量(l/min)	100.29	100.32	100.12	100.18	100.28
冷却水熱交換量(kW)	28.74	25.66	24.32	26.99	26.20
冷却能力(kW)	22.63	22.26	19.51	21.07	19.75
負荷率 (-)	0.55	0.54	0.47	0.51	0.48
熱源機消費電力(kW)	6.65	6.54	5.80	6.43	7.28
スクリーン消費電力(kW)	0.17	0.17	0.18	0.16	0.21
下水ポンプ電力(kW)	1.10	1.10	1.11	1.10	1.10
熱媒ポンプ消費電力(kW)	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
総消費電力(kW)	8.42	8.31	7.58	8.19	9.09
COP (-)	3.41	3.41	3.37	3.28	2.80
SCOP (-)	2.69	2.69	2.57	2.57	2.21
備考 実験実施日	8月3日	8月7日	8月26日	8月27日	8月28日

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-48 データセンター系 中間期(夏期)実験結果

季節	中間期(夏期)			
実験 No	2-6	2-7	2-8	2-9
下水入口温度 (°C)	24.89	23.63	23.46	23.48
下水出口温度 (°C)	29.58	28.27	27.25	29.25
下水入口流量(l/min)	100.49	100.23	100.53	100.57
冷却水入口温度 (°C)	31.60	32.04	31.78	30.20
冷却水出口温度 (°C)	37.19	37.32	36.72	36.27
冷却水入口流量(l/min)	100.24	100.20	100.20	100.28
冷却水熱交換量(kW)	34.76	33.57	30.48	40.43
冷却能力(kW)	27.50	25.52	25.25	31.10
負荷率 (-)	0.66	0.61	0.61	0.75
熱源機消費電力(kW)	11.41	11.17	9.08	11.11
スクリーン消費電力(kW)	0.10	0.11	0.11	0.10
下水ポンプ電力(kW)	1.10	1.10	1.10	1.10
冷却水ポンプ消費電力 (kW)	0.50	0.50	0.50	0.50
総消費電力(kW)	13.10	12.88	10.79	12.81
COP (-)	2.45	2.35	2.82	2.81
SCOP (-)	2.13	2.02	2.37	2.43
備考 実験実施日	10 月 15 日	10 月 21 日	10 月 27 日	10 月 28 日

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-49 データセンター系 中間期(冬期)・冬期実験結果

季節	中間期(冬期)			冬期
実験 No	2-10	2-11	2-12	2-13
下水入口温度 (°C)	18.85	18.49	19.60	12.08
下水出口温度 (°C)	23.38	22.31	25.01	14.97
下水入口流量(l/min)	100.48	100.38	100.55	100.32
冷却水入口温度 (°C)	27.77	22.96	25.95	15.53
冷却水出口温度 (°C)	32.85	26.99	31.57	18.36
冷却水入口流量/min)	100.18	100.05	100.14	100.16
冷却水熱交換量(kW)	32.13	28.57	39.49	20.23
冷却能力(kW)	26.78	22.05	29.11	16.83
負荷率 (-)	0.65	0.53	0.70	0.41
熱源機消費電力(kW)	8.49	5.90	9.84	2.79
スクリーン消費電力(kW)	0.11	0.14	0.14	0.14
下水ポンプ電力(kW)	1.10	1.10	1.10	1.11
冷却水ポンプ消費電力(kW)	0.50	0.50	0.50	0.50
総消費電力(kW)	10.20	7.64	11.58	4.53
COP (-)	3.17	3.83	2.96	6.10
SCOP (-)	2.63	2.93	2.52	3.73
備考 実験実施日	10月20日	11月29日	11月30日	11月26日

第4章 下水熱利用導入効果の検討

結果として、表 4-47 から表 4-49 において冷却水入口温度と負荷率が低い程 COP が高い傾向があり、負荷率がほぼ等しい中間期（夏期）の実験 No2-6 と中間期（冬期）の実験 No2-10 を比較すると、下水入口温度が低く、冷却水入口温度が低い中間期（冬期）の実験結果の方が中間期（夏期）の実験結果より COP が高くなった。このことから負荷率が等しければ下水入口温度が低い冬期の効率が低いことが分かる。

また、負荷率によらず補機類（下水循環ポンプ、冷却水循環ポンプ、スクリーン）の消費電力はほぼ一定であり、負荷率が低い場合 COP と SCOP の差が大きくなった。

実環境試験におけるデータセンター系の空調機は連続運転を行っており、ホテル 1 系の貯湯運転時間と日にちは異なるが同じ時間に冷却を行う場合の運転効率について示す。図 4-44 と図 4-45 にデータセンター系の夏期代表日（8/26）の運転結果を示す。図 4-46 と図 4-47 にデータセンター系の中間期（夏期）代表日（7/19～7/20）の運転結果を示す。図 4-48 と図 4-49 にデータセンター系の冬期代表日（11/26）の運転結果を示す。各季節の各期間における冷却能力の積算値と消費電力の積算値から COP と SCOP を算出し、表 4-50 に示す。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

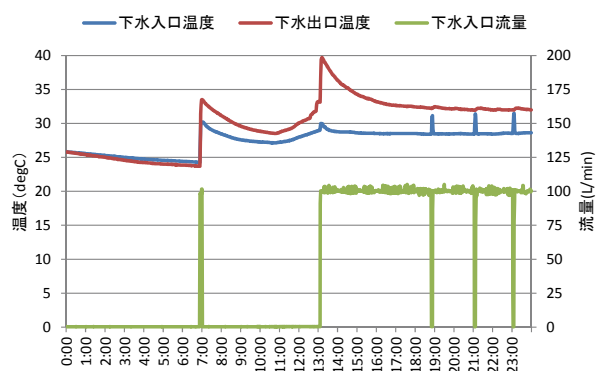


図 4-44 (a) 下水温度・流量

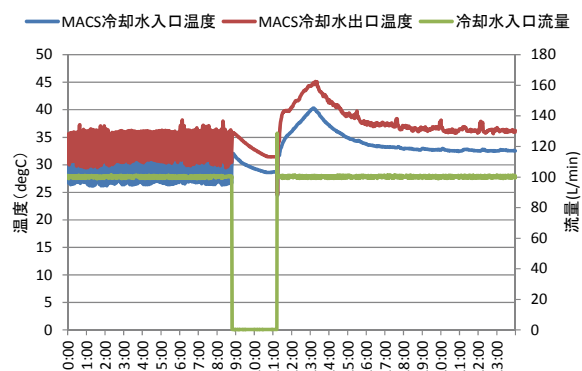


図 4-44 (b) 冷却水温度・流量

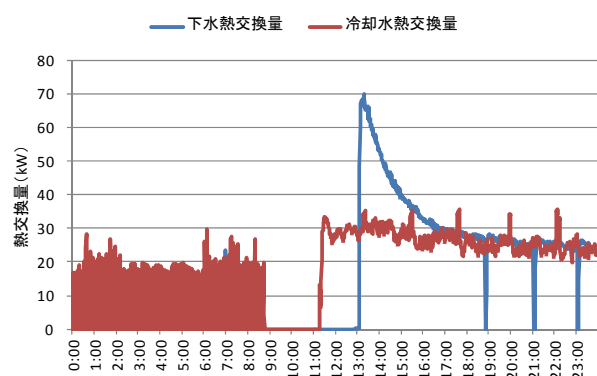


図 4-44 (c) 下水・冷却水熱交換量

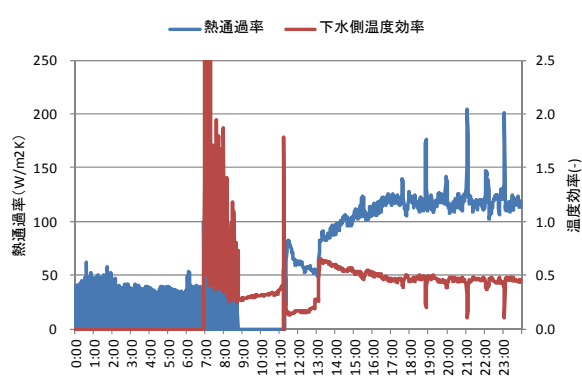


図 4-44 (d) 熱通過率・温度効率

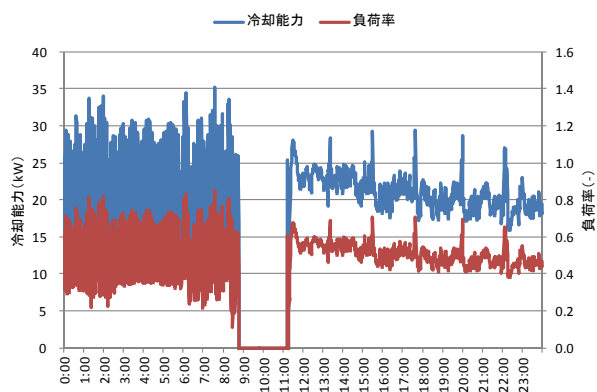


図 4-44 (e) MACS 空調機 冷却能力・負荷率

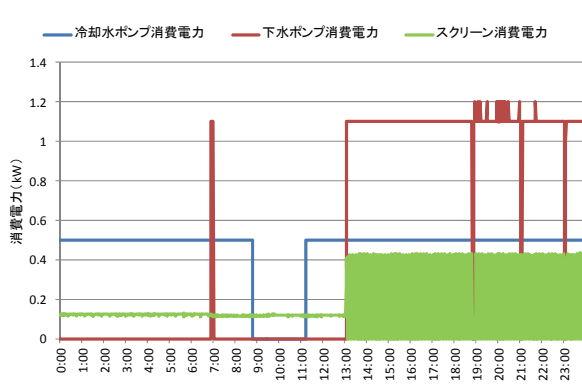


図 4-44 (f) ポンプ・スクリーン消費電力

図 4-44 データセンター系夏期 (8/26) 運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

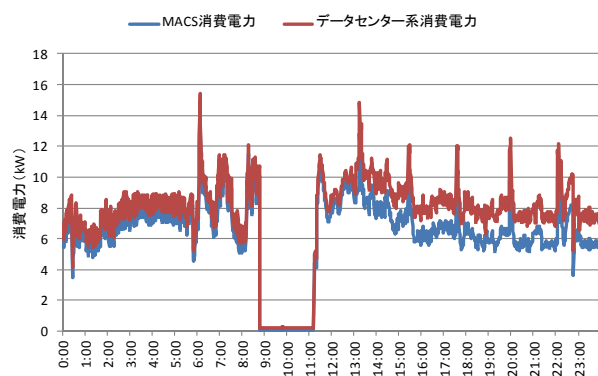


図 4-45 (a) MACS 空調機・データセンター系消費電力

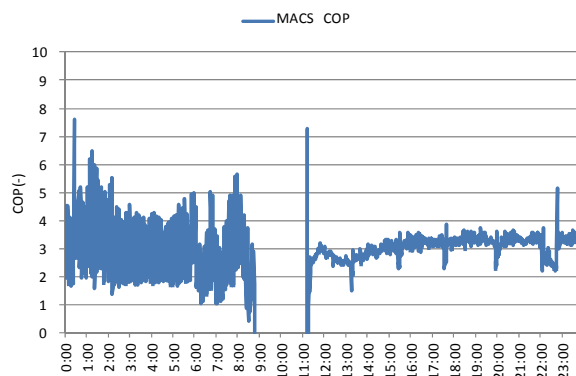


図 4-45 (b) MACS 空調機 COP

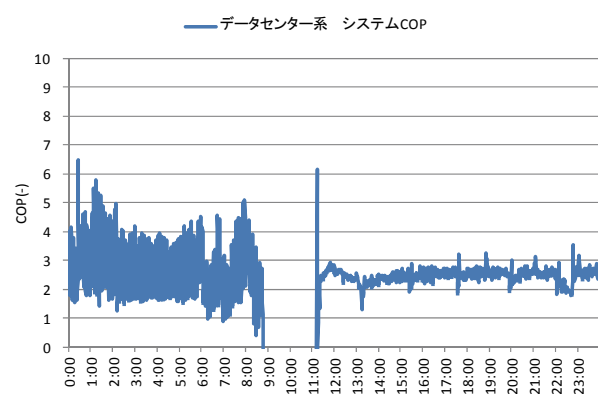


図 4-45 (c) データセンター系 SCOP

図 4-45 データセンター系夏期（8/26）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

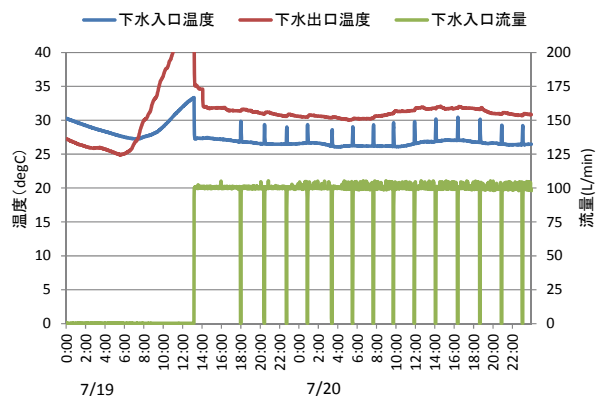


図 4-46 (a) 下水温度・流量

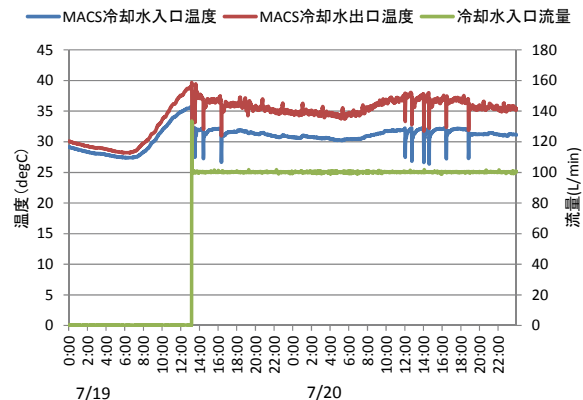


図 4-46 (b) 冷却水温度・流量

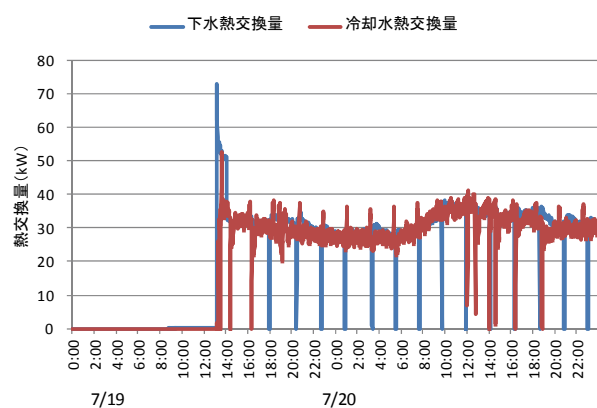


図 4-46 (c) 下水・冷却水熱交換量

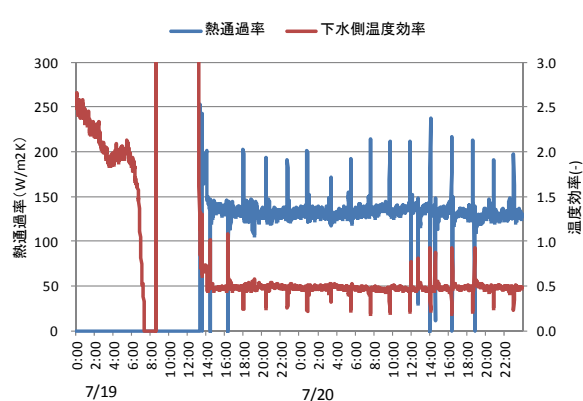


図 4-46 (d) 熱通過率・温度効率

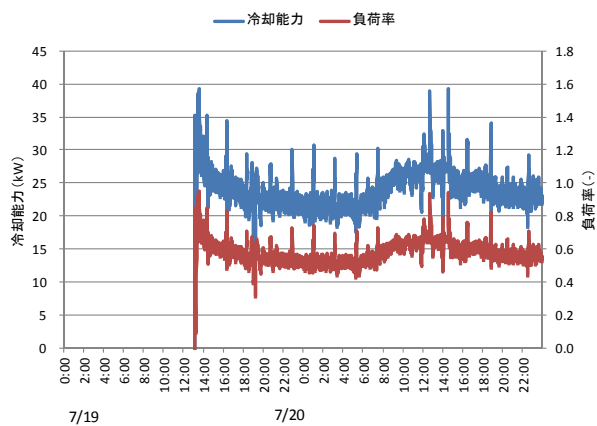


図 4-46 (e) MACS 空調機 冷却能力・負荷率

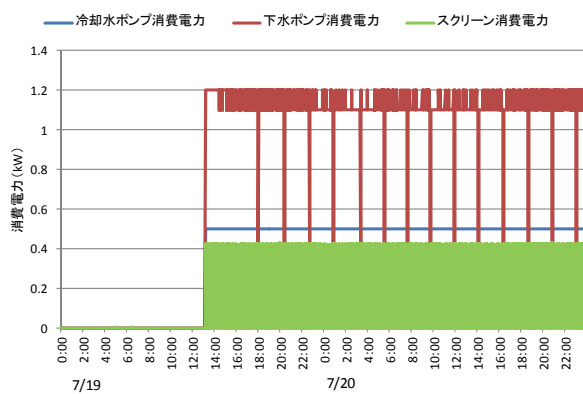


図 4-46 (f) ポンプ・スクリーン消費電力

図 4-46 データセンター系中間期（夏期）（7/19～7/20）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

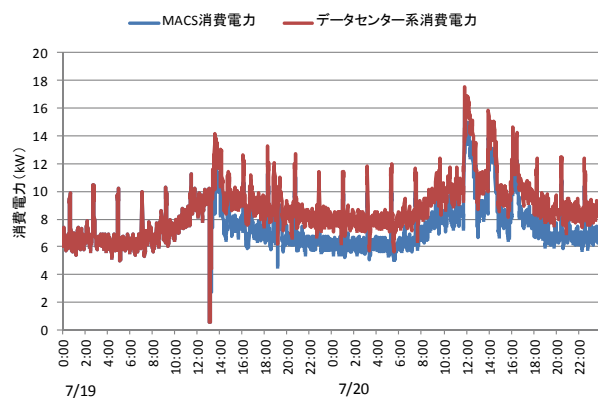


図 4-47 (a) MACS 空調機・データセンター系消費電力

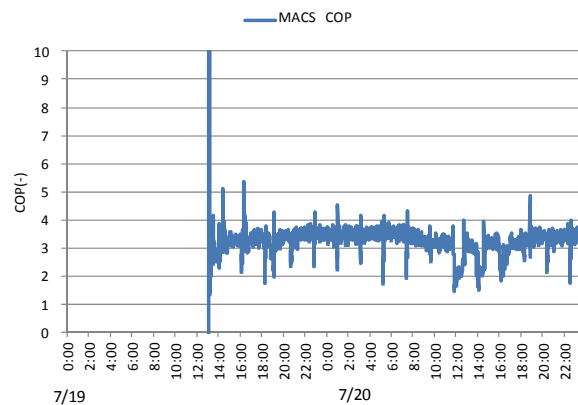


図 4-47 (b) MACS 空調機 COP

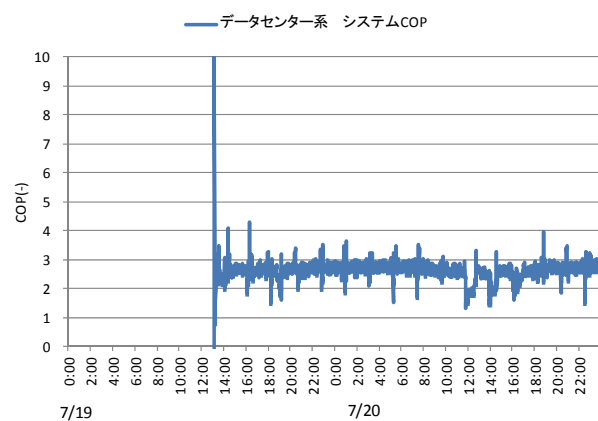


図 4-47 (c) データセンター系 SCOP

図 4-47 データセンター系中間期（夏期）（7/19～7/20）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

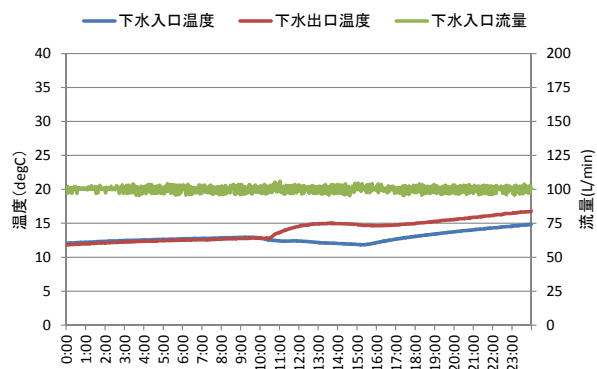


図 4-48 (a) 下水温度・流量

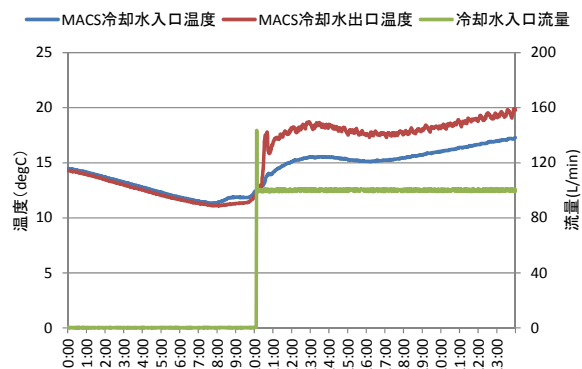


図 4-48 (b) 冷却水温度・流量

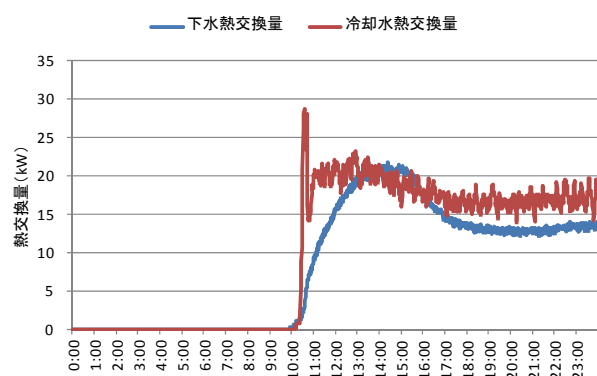


図 4-48 (c) 下水・冷却水熱交換量

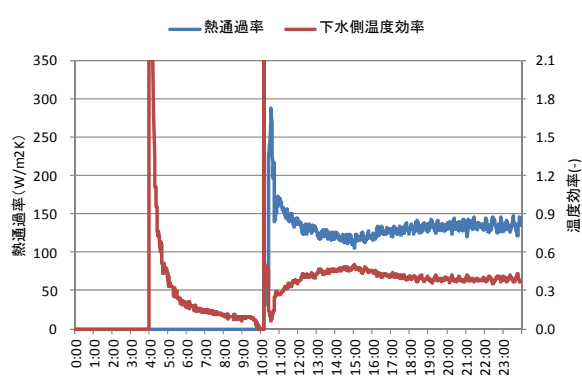


図 4-48 (d) 熱通過率・温度効率

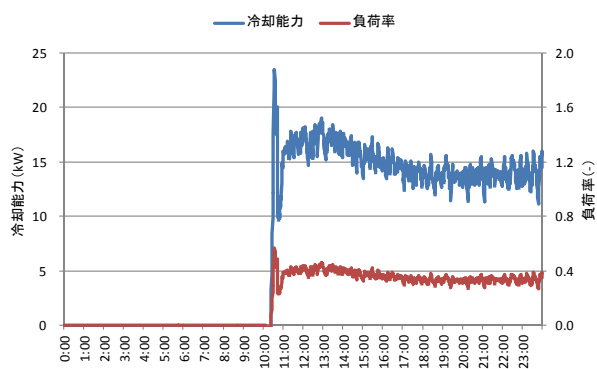


図 4-48 (e) MACS 空調機 冷却能力・負荷率

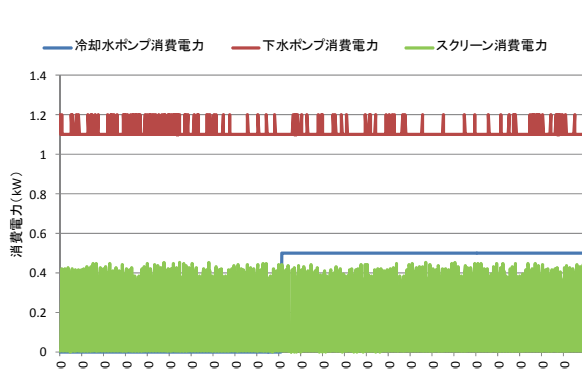


図 4-48 (f) ポンプ・スクリーン消費電力

図 4-48 データセンター系冬期 (11/26) 運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

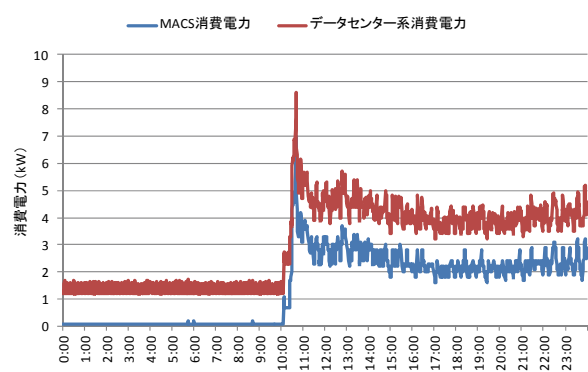


図 4-49 (a) MACS 空調機・データセンター系消費電力

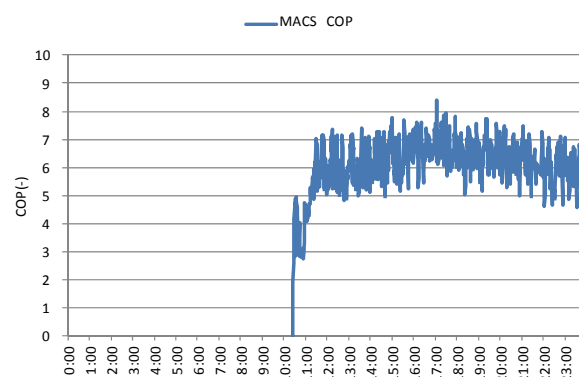


図 4-49 (b) MACS 空調機 COP

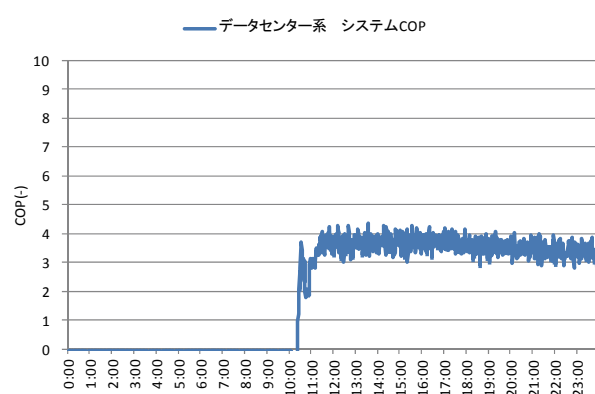


図 4-49 (c) データセンター系 SCOP

図 4-49 データセンター系冬期（11/26）運転結果

表 4-50 データセンター系 運転結果

	夏期	中間期（夏期）	冬期
実験期間	8/26(13:58～22:55)	7/19(16:26)～7/20(10:00)	11/26(12:00～16:56)
冷却量（MJ）	666	1435	286
消費電力（MJ）	213	426	46
データセンター系消費電力（MJ）	270	538	77
COP	3.13	3.37	6.21
SCOP	2.47	2.67	3.70

第4章 下水熱利用導入効果の検討

図 4-44～図 4-49 より各季節において下水入口流量の変動が大きく変動しているときが多く、それに伴って下水と冷却水の熱交換量、冷却能力が変動している。また、補機類ではスクリーンの消費電力の変動が大きい、これは下水流量の変動によるものと考えられる。表 4-50 より下水入口温度が高い夏期の COP が最も低く、下水入口温度が低い冬期の COP が最も高い値となった。表 4-47 から表 4-49 に示す短時間の実験結果では夏期の方が中間期（夏期）より COP が高い傾向を示していたが、運転期間における冷却量の積算値と消費電力の積算値によって COP と SCOP を算出することで、より下水入口温度の条件に則した結果が得られた。

4.5.4 給湯用ヒートポンプ HW-2 の機器特性

ホテル 1 系と同様にホテル 2 系の給湯用ヒートポンプ HW-2 の機器特性について示す。65℃出湯の瞬間給湯運転を行った場合の HW-2 の機器特性を示す。

I. 下水入口温度・負荷率と COP の関係

下水入口温度とヒートポンプ入口熱源水温度の関係を図 4-50 に、ヒートポンプ入口熱源水温度と COP との関係を図 4-51 について示し、下水入口温度と COP の関係を図 4-52 に示す。

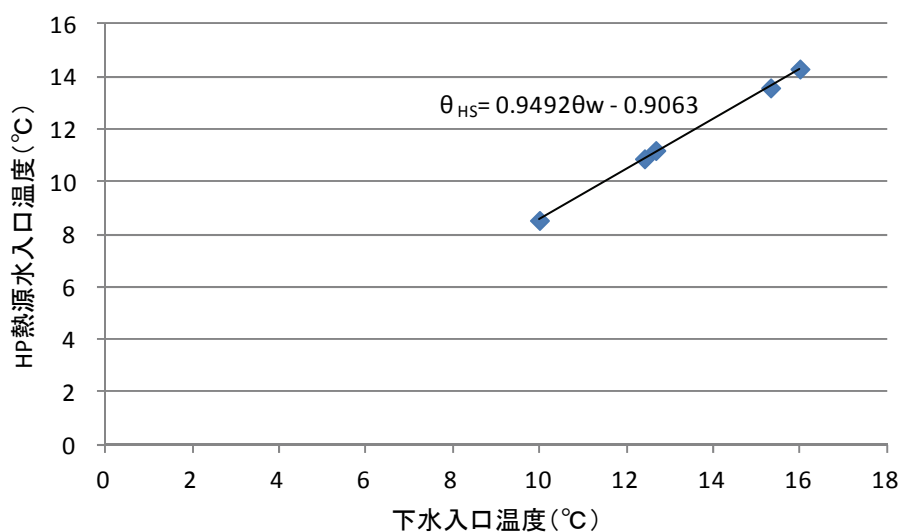


図 4-50 下水入口温度とヒートポンプ熱源水入口温度の関係

(ホテル 2 系短時間結果 下水流量 300L/min, 熱源水流量 100L/min, 負荷率 1.0~1.1)

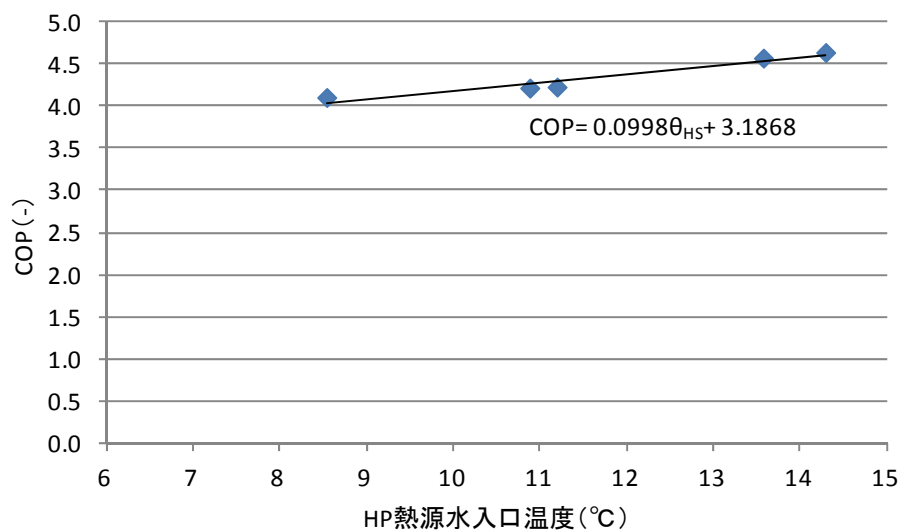


図 4-51 ヒートポンプ熱源水入口温度と COP の関係

(ホテル 2 系短時間結果 下水流量 300L/min, 熱源水流量 100L/min, 負荷率 1.0~1.1)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

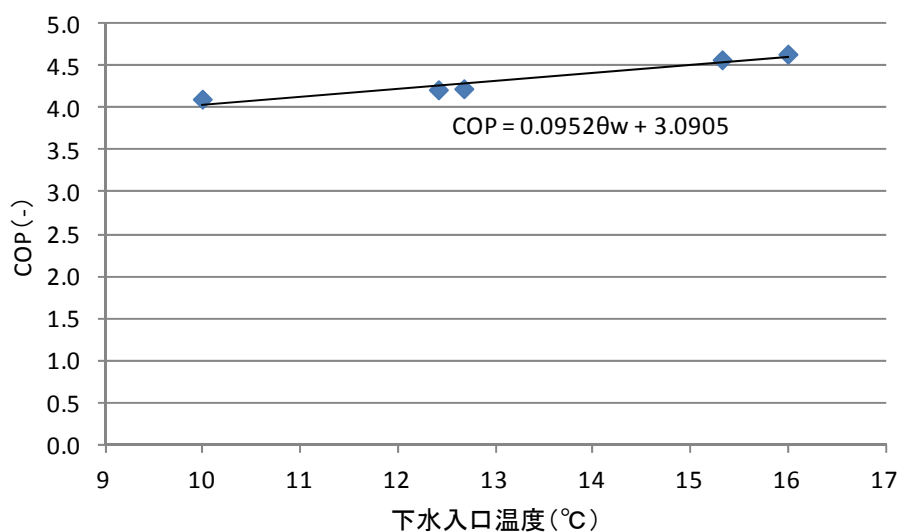


図 4-52 下水入口温度と COP の関係

(ホテル 2 系短時間結果 下水流量 300L/min, 熱源水流量 100L/min, 負荷率 1.0~1.1)

図 4-50 より下水入口温度が上昇することでヒートポンプ入口熱源水温度が上昇しており, 下水入口温度 1°C の上昇に対して熱源水入口温度は 0.95°C 上昇している. 図 4-51 から熱源水入口温度が上昇することにより COP が上昇しており, 熱源水入口温度 1°C の上昇に対して COP は 0.10 上昇している. このことから下水入口温度の上昇によって COP が上昇することが示され, 図 4-52 に示すように下水入口温度が 1°C 上昇すると COP は 0.10 上昇している.

負荷率の影響を示すために下水流量 300L/min, 熱源水流量 108L/min, 下水入口温度 25.2~27.7°C の中間期 (夏期) と夏期の実験結果において, 負荷率と COP の関係を図 4-53 に示す.

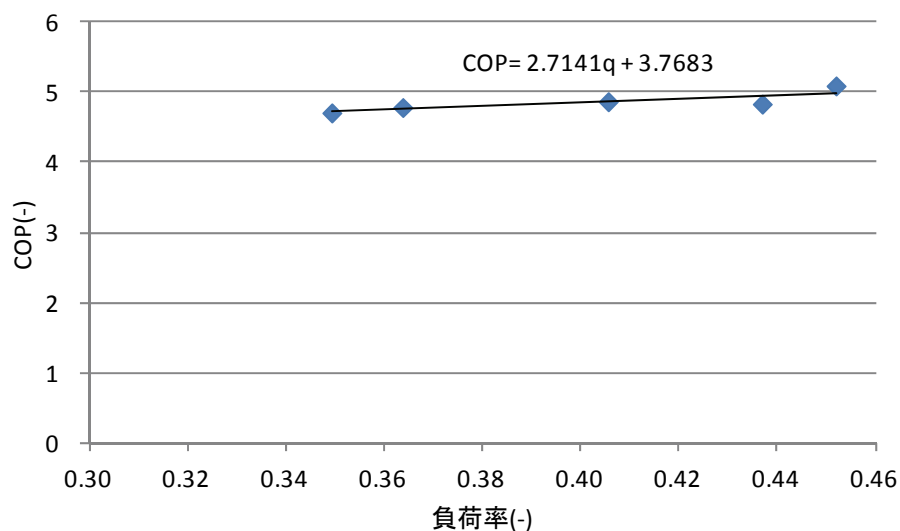


図 4-53 負荷率と COP の関係

(下水流量 300L/min, 熱源水入口流量 108L/min, 下水入口温度 25.2~27.7°C)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

図 4-53 より低負荷率で運転する場合があることが分かる。負荷率が上昇することにより COP が上昇しており、下水入口温度と負荷率が上昇することにより機器の運転効率が上がることが分かった。

II. 季節別性能特性

ホテル1系と同様に表 4-39 の下水、温水温度条件と異なる表 4-52 と表 4-53 の実験結果を表 4-51 に示す季節に分類し、季節間で比較する。この実験結果は 4.4.1 節実験データの選定方法で示した方法により各実験実施日の短時間（30 分～2 時間）の平均値を用いる。

表 4-51 ホテル2系 実験結果季節分類条件

季節	下水入口温度（℃）	温水入口温度（℃）
夏期	27～	25～
中間期（夏期）	25	19～21
冬期	10～16	7～10

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-52 ホテル2系 夏期・中間期(夏期)実験結果

季節	夏期		中間期 (夏期)		
実験 No	3-1	3-2	3-3	3-4	3-5
下水入口温度 (°C)	27.28	27.73	25.23	25.41	24.24
下水出口温度 (°C)	26.95	27.38	24.76	24.87	23.30
下水入口流量(l/min)	300.50	300.36	300.48	300.39	300.34
熱源水入口温度 (°C)	26.63	26.99	23.91	24.05	21.22
熱源水出口温度 (°C)	25.50	25.80	22.43	22.52	18.32
熱源水入口流量(l/min)	108.20	108.24	107.56	107.70	107.06
温水入口温度 (°C)	25.63	25.64	21.09	20.02	19.60
温水出口温度 (°C)	65.05	65.01	65.10	65.10	65.17
温水入口流量(l/min)	4.21	4.37	4.70	4.61	8.64
熱源水熱交換量(kW)	8.45	8.85	10.92	11.27	21.28
加熱能力(kW)	10.48	10.91	13.14	13.56	26.63
負荷率 (-)	0.35	0.36	0.44	0.45	0.89
熱源機消費電力(kW)	2.24	2.29	2.68	2.70	5.27
スクリーン消費電力(kW)	0.26	0.25	0.26	0.22	0.23
下水ポンプ電力(kW)	1.70	1.70	1.70	1.70	1.61
熱源水ポンプ消費電力(kW)	0.40	0.41	0.41	0.43	0.49
温水ポンプ消費電力(kW)	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
総消費電力(kW)	4.90	4.95	5.34	5.35	7.90
COP (-)	4.71	4.79	4.97	5.09	5.05
SCOP (-)	2.14	2.21	2.47	2.54	3.37
備考 実験実施日	10月11日	10月12日	10月17日	10月18日	10月24日

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-53 ホテル 2 系 冬期実験結果

季節	冬期			
実験 No	3-6	3-7	3-8	3-9
下水入口温度 (°C)	12.67	15.32	16.00	9.99
下水出口温度 (°C)	11.67	14.21	14.92	8.93
下水入口流量(l/min)	300.42	300.38	300.55	300.24
熱源水入口温度 (°C)	11.19	13.58	14.29	8.54
熱源水出口温度 (°C)	8.00	10.23	10.93	5.05
熱源水入口流量(l/min)	101.91	102.64	102.78	101.09
温水入口温度 (°C)	10.14	9.59	9.24	7.01
温水出口温度 (°C)	65.31	65.27	65.21	65.41
温水入口流量(l/min)	7.83	7.88	7.90	8.13
熱源水熱交換量(kW)	22.35	23.51	23.64	24.06
加熱能力(kW)	30.91	31.78	31.78	34.18
負荷率 (-)	1.03	1.06	1.06	1.14
熱源機消費電力(kW)	7.31	6.95	6.88	8.33
スクリーン消費電力(kW)	0.30	0.29	0.29	0.29
下水ポンプ電力(kW)	1.70	1.70	1.70	1.70
熱源水ポンプ消費電力(kW)	0.50	0.50	0.50	0.50
温水ポンプ消費電力(kW)	0.30	0.30	0.30	0.30
総消費電力(kW)	10.11	9.74	9.66	11.12
COP (-)	4.23	4.57	4.64	4.11
SCOP (-)	3.06	3.26	3.30	3.08
備考 実験実施日	11月12日	11月15日	11月16日	11月25日

第4章 下水熱利用導入効果の検討

実験実施日によって温水入口流量は変動しており、加熱能力と負荷率が実験実施日によって異なる。負荷率の差が小さい冬期の実験結果を比較すると、下水入口温度が最も低く、熱源水入口温度が最も低い実験 No3-9 の COP が低く、下水入口温度と熱源水入口温度が最も高い実験 No3-8 の COP が最も高くなった。季節間で比較を行うと、冬期より下水入口温度と熱源水入口温度が高い夏期と中間期（夏期）の方が COP が高い傾向にあった。また、低負荷率で運転している場合と高負荷率で運転している場合で補機類（下水循環ポンプ、熱源水循環ポンプ、温水循環ポンプ、スクリーン）の消費電力にほとんど差が無かったため、高負荷率で運転している冬期に比べて低負荷率で運転している夏期と中間期（夏期）は COP と SCOP の差が大きかった。このことから低負荷率で運転するときの補機類の消費電力を低く抑える必要がある。

実環境試験を行った結果のうち貯湯運転を行っている期間を含む結果を示す。図 4-54 と図 4-55 にホテル 2 系の夏期代表日（8/5～8/7）の運転結果を示す。温水出口温度が 60℃以上になる 8/5 の 9：36 から温水入口温度と温水出口温度が近くなる 8/7 の 9：11 までを貯湯運転を行っている期間とする。図 4-56 と図 4-57 にホテル 2 系の中間期（夏期）代表日（10/23）の運転結果を示す。温水出口温度が急に低くなるときがあり、10/24 の実験結果では温水出口温度の変動がより大きくなるので、10/23 において温水出口温度が 60℃以上となる 12：22 から 23：59 までのデータを運転効率の算出に用いることにする。図 4-58 と図 4-59 にホテル 2 系の冬期代表日（11/25）の運転結果を示す。温水出口温度が 60℃以上となる 10：25～16:35 までを貯湯運転を行っている期間とする。各季節の貯湯運転を行っている期間の温水加熱量の積算値と消費電力の積算値から COP と SCOP を算出し、表 22 に示す。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

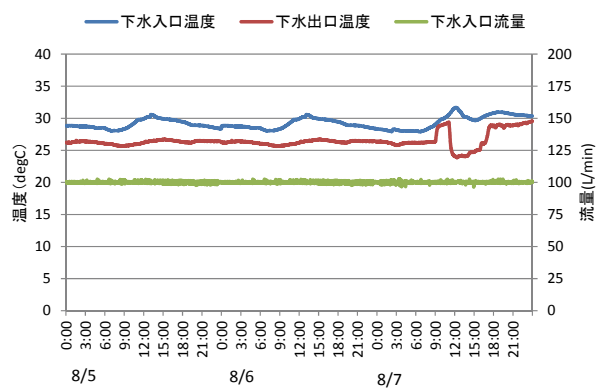


図 4-54 (a) 下水温度・流量

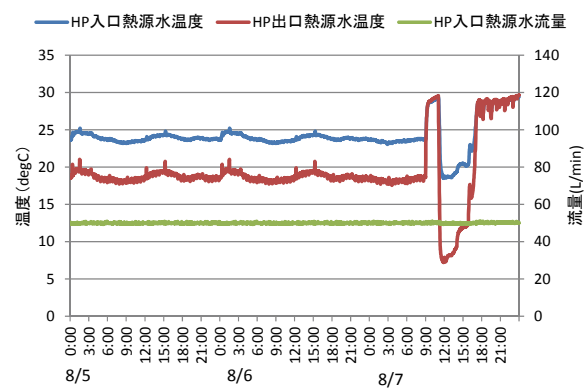


図 4-54 (b) 熱源水温度・流量

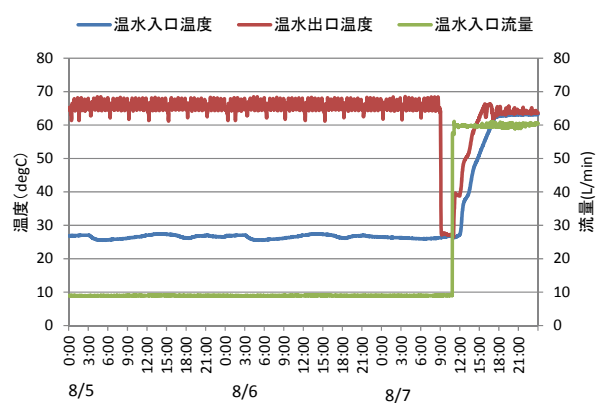


図 4-54 (c) 温水温度・流量

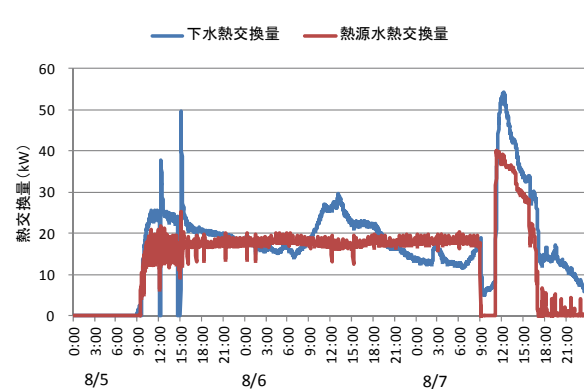


図 4-54 (d) 下水・熱源水熱交換量

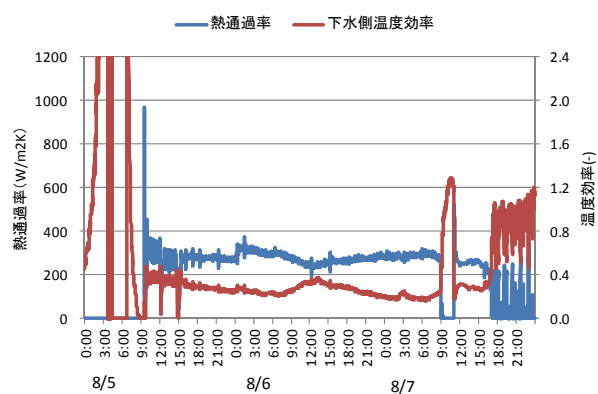


図 4-54 (e) 熱通過率・温度効率

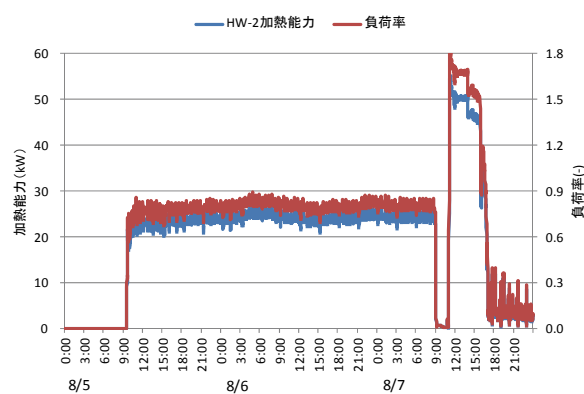


図 4-54 (f) HW-2 加熱能力・負荷率

図 4-54 ホテル 2 系夏期 (8/5～8/7) 運転結果

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

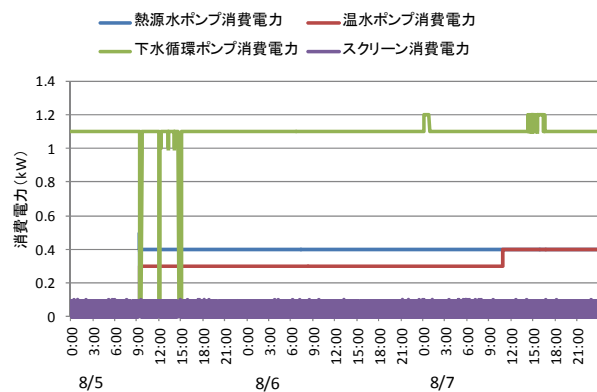


図 4-55 (a) ポンプ・スクリーン消費電力

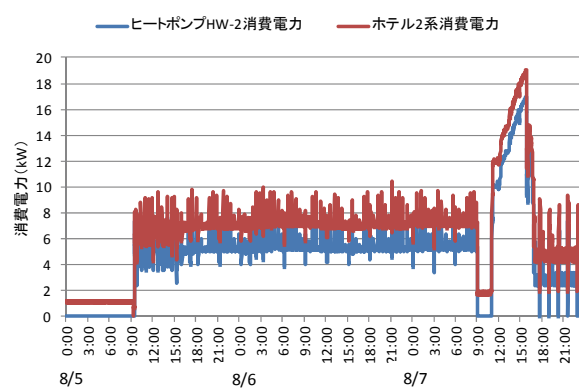


図 4-55 (b) HW-2・ホテル 2 系消費電力

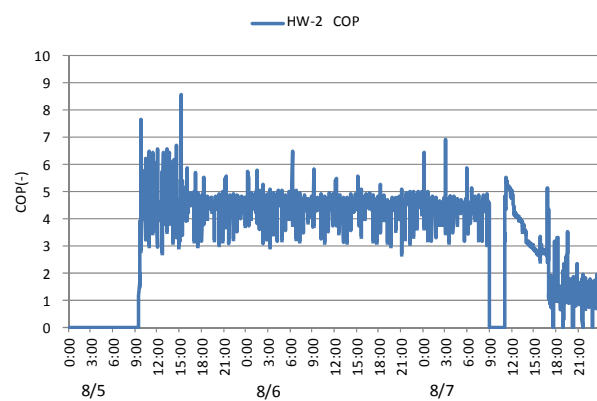


図 4-55 (c) HW-2 COP

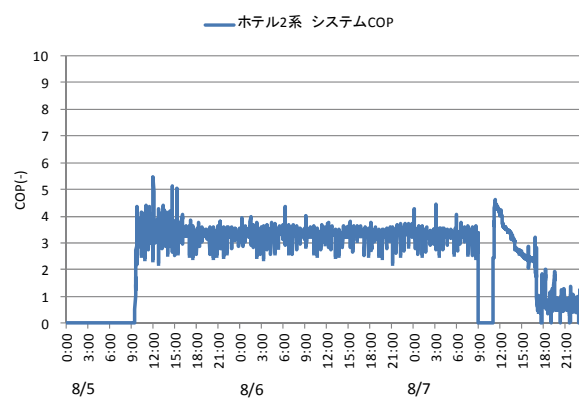


図 4-55 (d) ホテル 2 系 SCOP

図 4-55 ホテル 2 系夏期 (8/5～8/7) 運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

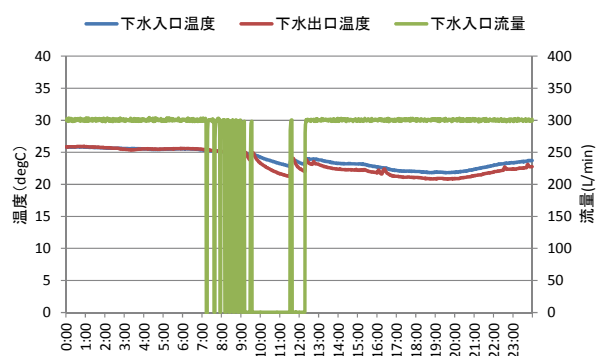


図 4-56 (a) 下水温度・流量

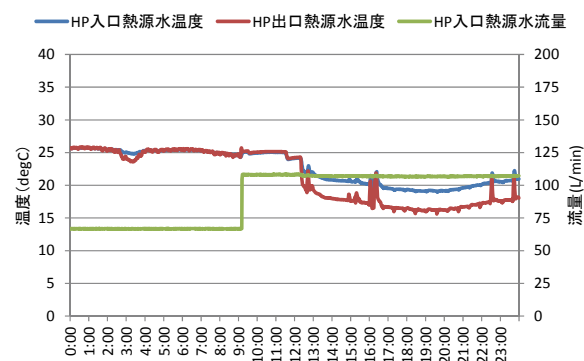


図 4-56 (b) 熱源水温度・流量

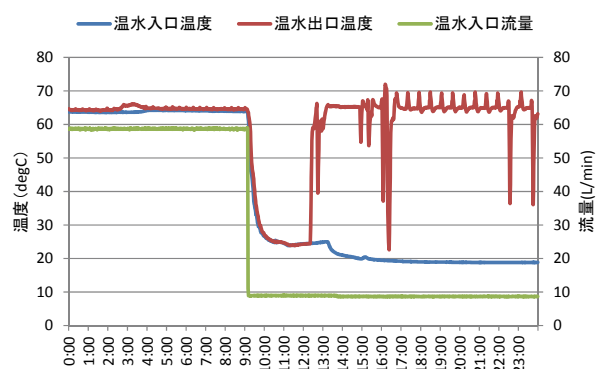


図 4-56 (c) 温水温度・流量

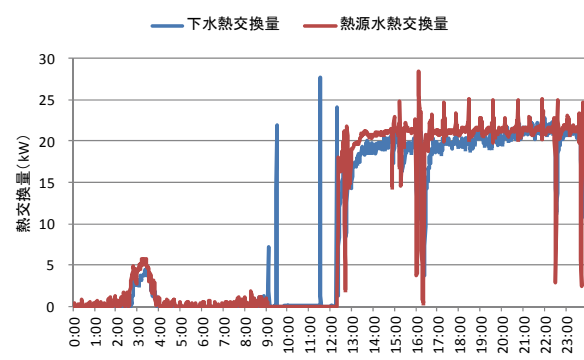


図 4-56 (d) 下水・熱源水熱交換量

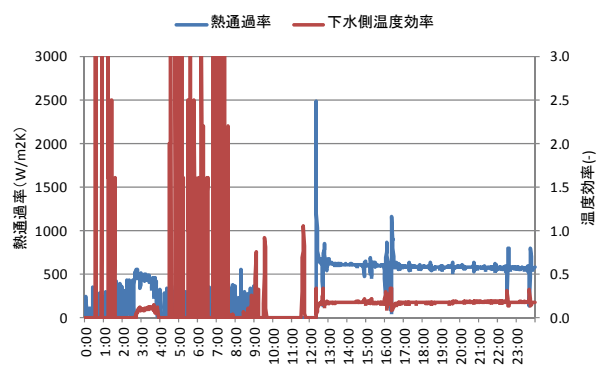


図 4-56 (e) 熱通過率・温度効率

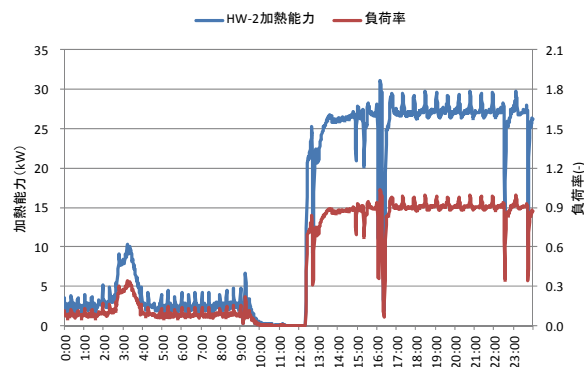


図 4-56 (f) HW-2 加熱能力・負荷率

図 4-56 ホテル 2 系中間期（夏期）（10/23）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

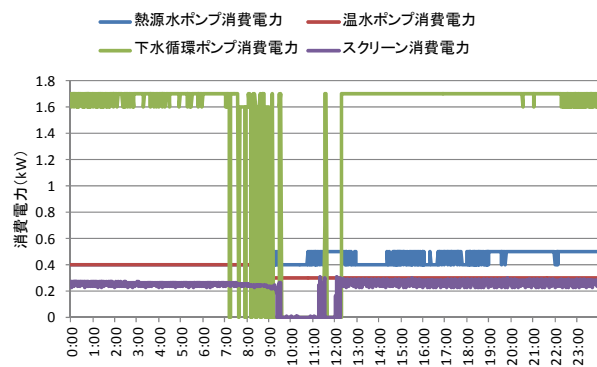


図 4-57 (a) ポンプ・スクリーン消費電力

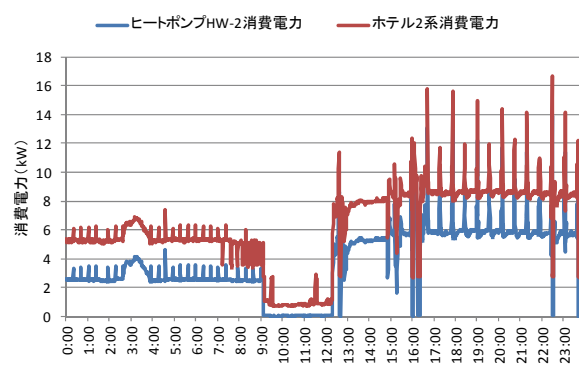


図 4-57 (b) HW-2・ホテル2系消費電力

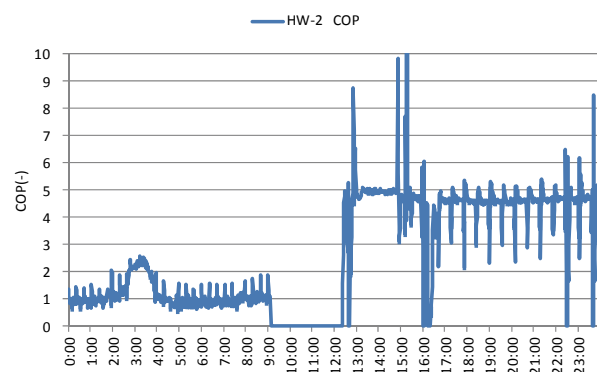


図 4-57 (c) HW-2 COP

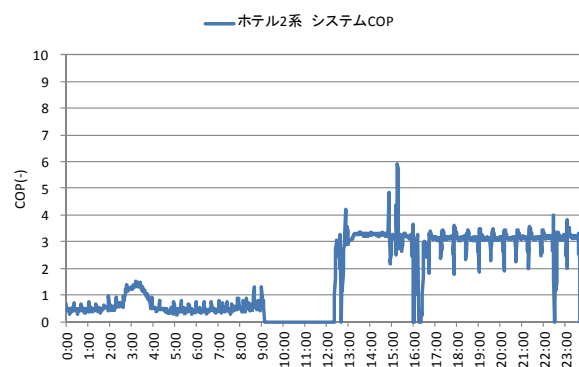


図 4-57 (d) ホテル2系 SCOP

図 4-57 ホテル2系中間期（夏期）（10/23）運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

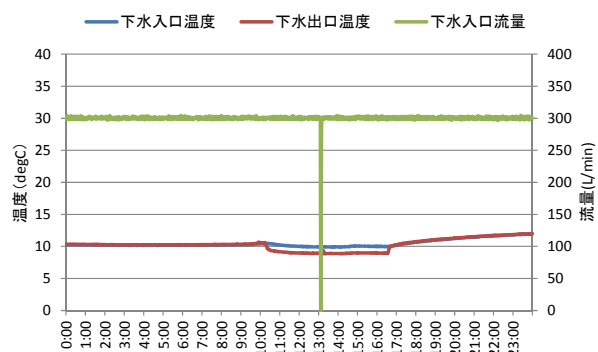


図 4-58 (a) 下水温度・流量

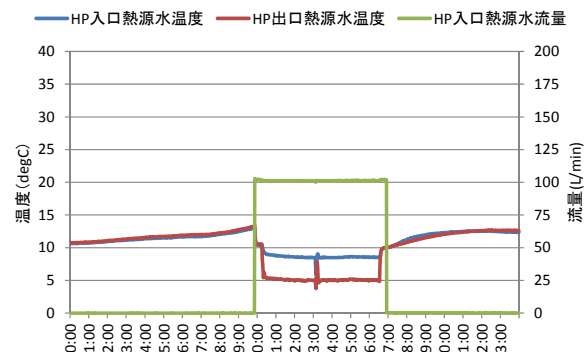


図 4-58 (b) 熱源水温度・流量

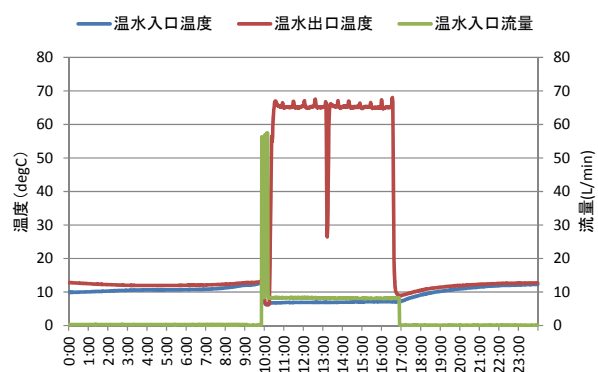


図 4-58 (c) 温水温度・流量

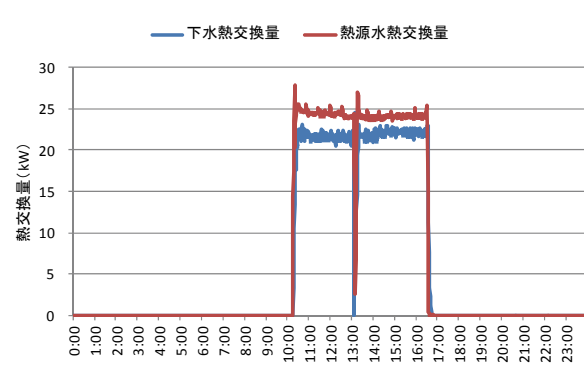


図 4-58 (d) 下水・熱源水熱交換量

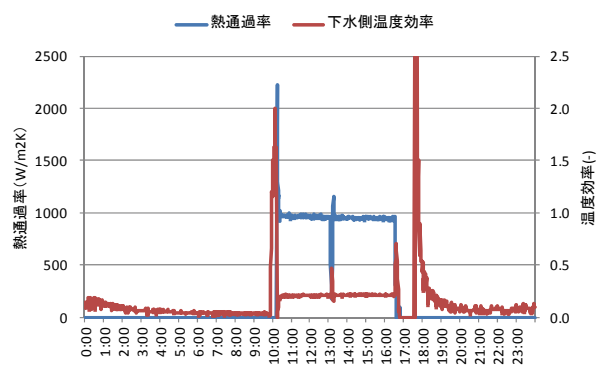


図 4-58 (e) 熱通過率・温度効率

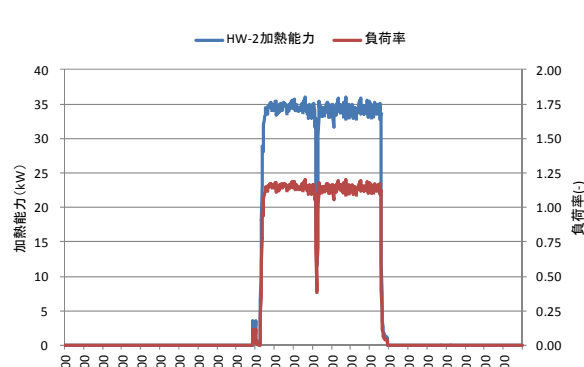


図 4-58 (f) HW-2 加熱能力・負荷率

図 4-58 ホテル 2 系冬期 (11/25) 運転結果

第4章 下水熱利用導入効果の検討

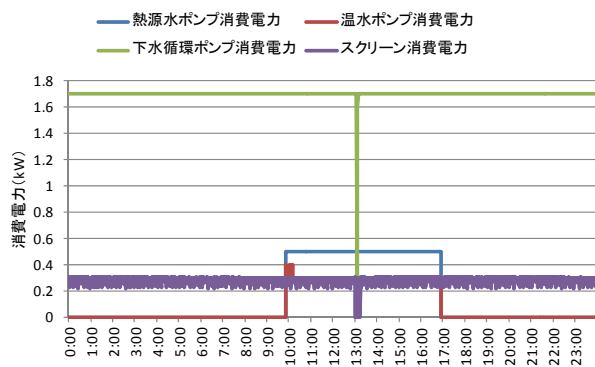


図 4-59 (a) ポンプ・スクリーン消費電力

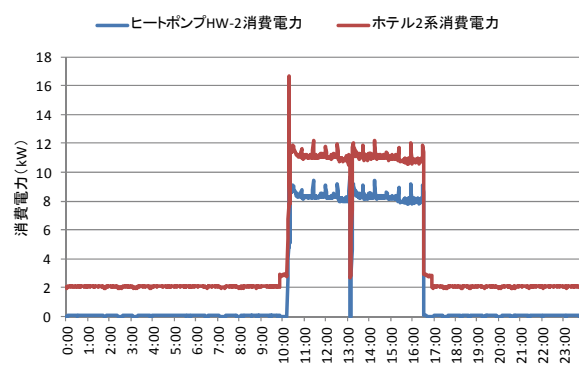


図 4-59 (b) HW-2・ホテル2系消費電力

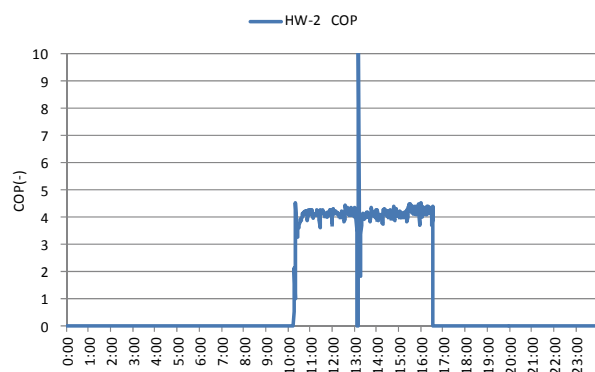


図 4-59 (c) HW-2 COP

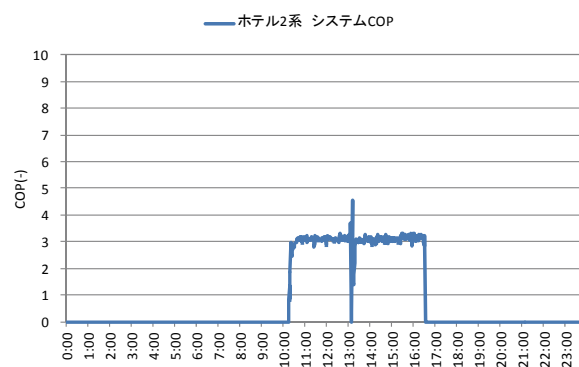


図 4-59 (d) ホテル2系 SCOP

図 4-59 ホテル2系冬期（11/25）運転結果

表 4-54 ホテル2系 貯湯運転結果

季節	夏期	中間期（夏期）	冬期
実験期間	8/5(9:36)～8/7(9:11)	10/23(12:22～23:59)	11/25(10:25～16:35)
加熱量 (MJ)	4043	1085	751
消費電力 (MJ)	898	236	180
ホテル2系消費電力 (MJ)	1210	350	241
COP(-)	4.50	4.60	4.17
SCOP(-)	3.34	3.10	3.11

第4章 下水熱利用導入効果の検討

図 4-54 から図 4-59 より貯湯運転中の下水，熱源水，温水の流量の変動は小さかった．しかし，夏期と中間期（夏期）において貯湯運転中の消費電力の変動が大きく，COP と SCOP の変動も大きかった．表 4-54 より中間期（夏期）が最も COP が高く，下水入口温度が低い冬期が最も COP が低い結果となった．実験期間が異なることや中間期（夏期）の温水出口温度が不安定であったことが想定される結果と異なった原因として考えられる．また，表 4-52 と表 4-53 に示す短時間の実験データにおける COP と貯湯運転期間の加熱量の積算値と消費電力の積算値により求めた COP と比較すると，各季節において短時間の結果の方が高い値を示した．SCOP は冬期は短時間の実験結果と同程度の値を示したが，夏期と中間期（夏期）は貯湯運転期間の積算値により求めた値の方が大きい値を示した．図 4-54 から図 4-59 に示した運転結果では負荷率が高い状態で運転されていたことによると考えられる．

4.6 実環境下水熱利用モデルでのシステムシミュレーションとの比較

下水熱利用ヒートポンプの実環境運転結果と、4.2項にて示したシミュレーション手法を用いて4.4項の実環境試験での実験条件を入力して得られたシミュレーションを行い、シミュレーション精度の検討を行う。ゼネラルヒートポンプ工業社製のヒートポンプは式 4-47～式 4-59 に、三菱重工社製のヒートポンプは式 4-60～式 4-72 に実験条件を入力して得られた結果をシミュレーション値とする。

なお、HW-1 の実験条件と機器特性式を用いる際の計算条件はおおよそ等しいが、HW-2 は各流量の実験条件は機器特性式を用いるときの計算条件と異なっている。そのような条件のもと HW-1 と HW-2 に関して実験値とシミュレーション値の間に生じる誤差を検討する。

本項では、用いたシステムシミュレーションの精度検討を、4.7 項におけるシステムシミュレーションの精度を確認するものである。

・給湯用ヒートポンプ HW-1 の実験結果と計算結果比較

HW-1 の機器特性式において COP を決定するパラメータは熱源水出口温度と温水出口温度である。温水出口温度は 60～65℃であり、各実験であまり違いが無いので、各実験で違いが大きい熱源水出口温度と COP の関係を実験値とシミュレーション値で比較した。それらの違いの程度を式 4-121 に示す誤差率で表す。

$$\text{誤差率}(\%) = \frac{\text{実験値} - \text{計算値}}{\text{実験値}} \times 100 \quad \text{式 4-121}$$

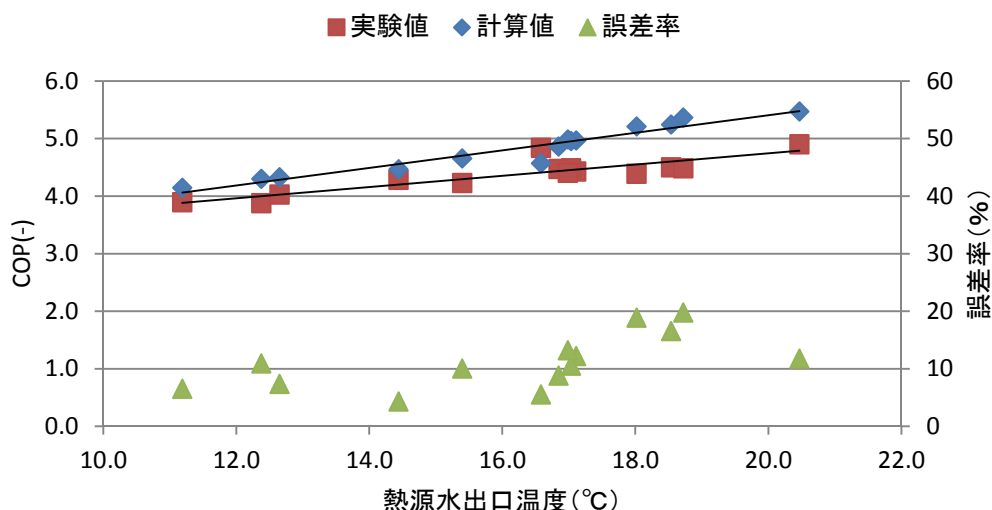


図 4-60 HW-1 の COP 実験値と計算値の比較

第4章 下水熱利用導入効果の検討

COP の実験値と計算値に最大で 0.5 程度の差があり、誤差率は 10～20%程度の値を示した。熱源水出口温度が低い場合は実験値と計算値にあまり誤差は無く、熱源水出口温度 15℃以下では誤差率 10%以下を示しているが、18～19℃辺りの温度では誤差率 20%程の値を示した。誤差率が 10%を切る場合は差が小さいといえるが、誤差率が 20%程で COP に 0.5 程度の差があるとシミュレーションの精度が良いとはいえない。これらのことから機器特性式の計算条件の熱源水出口温度が 18℃以下の範囲に限定されている可能性が考えられる。

・給湯用ヒートポンプ HW-2 の実験結果と計算結果比較

HW-2 の機器特性式において COP は熱源水入口温度と負荷率により変化する。そこで、熱源水入口温度が 24℃前後での負荷率と COP の関係を図 4-61 に示し、実験値とシミュレーション値の比較を行う。

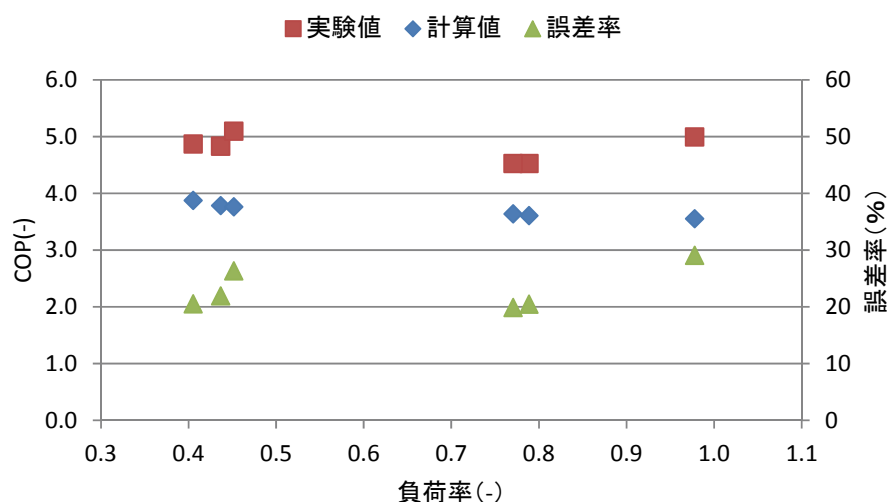


図 4-61 HW-2 の負荷率と COP の関係

COP に関して実験値と計算値に 0.5～1.5 程度の差があり、常に計算値より実験値の方が高かった。誤差率は常に 20%以上の数値を示し、HW-1 のシミュレーション結果より精度が悪く、精度の良いシミュレーションとはいえない。誤差が大きくなったことの原因として、実験における各流体の流量や温度の条件が機器特性式の計算条件の範囲から外れていることが考えられる。本実験の実験条件に適用可能な機器特性式が必要である。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

4.7 コスト算出手法の整理

本項では、下水熱利用システムの経済性効果を検討するために、コスト算出手法を示す。本項で示した結果は4.7項のコスト検討で活用する。

4.7.1 ランニングコスト算出手法の整理

まずは、ランニングコストの算出手法を示す。

1. 電力料金

関西電力 HP^[33] によれば、月々の電気料金は、契約の大きさによって決められる「基本料金」と、使用電力量によって計算される「電力量料金」の合計に、再生可能エネルギー発電促進賦課金、太陽光発電促進付加金を加えたものと定義される。ただし本試算では、「再生可能エネルギー発電促進賦課金」と「太陽光発電促進付加金」については考慮していない。

式 4-122 に一ヶ月の電力料金の算出方法、

表 4-55 に電気料金算出のための用語の定義を示す。

$$\begin{aligned} \text{1ヶ月電力料金(円)} = & \text{基本料金(円/kW)} \times \text{契約電力(kW)} \\ & + \text{電力量料金(円/kWh)} \times \text{電力使用量(kWh)} \end{aligned} \quad \text{式 4-122}$$

表 4-55 電気料金算出のための用語の定義

1ヶ月電力料金(円/月)	月々にかかる電力料金の合計
基本料金(円/kW)	契約の大きさによって決められる料金
契約電力(kW)	当月を含む過去1年間の各月の最大需要電力のうちで最も大きい値
電力量料金(円/kWh)	契約した料金メニューによって決められ、燃料価格の変動に応じて、「燃料費調整額」を加算あるいは差し引いて計算
電力使用量(kWh)	一ヶ月に使用した電力使用量の合計

本論文では、関西電力が提供している法人向けの料金プランである「高圧電力 AS-TOU」の条件でランニングコストを算出する。関西電力 HP によれば高圧電力 AS-TOU は「より電力需要の少ない時間帯（夜間・日曜日・祝日等）に電気を多くお使いいただくことで負荷移行にご協力いただけるお客さまの料金メニュー」であり、契約電力が 500 kW 以下の場合の事業者に対する料金設定である。表 4-56 に「高圧電力 AS-TOU」の料金表を示す。

表 4-56 「高圧電力 AS-TOU」の料金表

基本料金	1685.25 円/kWh
重負荷時間	20.04 円/kWh
昼間時間	14.96 円/kWh
夜間時間	10.8 円/kWh

第 4 章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-57 時間帯による電力料金の分類

夜間時間								昼間時間								重負荷時間											
	0時	1時	2時	3時	4時	5時	6時	7時	8時	9時	10時	11時	12時	13時	14時	15時	16時	17時	18時	19時	20時	21時	22時	23時			
10月～6月 (その他季節)	←							→																←		→	
7月～9月(夏季)	←							→		←										→				←		→	

表 4-58 各時間帯の定義

重負荷時間	毎年 7 月 1 日から 9 月 30 日までの期間の毎日午前 10 時から午後 5 時までの時間 (日曜日および関西電力が定める日の該当する時間を除く)
昼間時間	毎日午前 8 時から午後 10 時までの時間 (「重負荷時間」および日曜日、関西電力が定める日の該当する時間を除く)
夜間時間	「重負荷時間」および「昼間時間」以外の時間

第4章 下水熱利用導入効果の検討

II. ガス料金

大阪ガス HP^[34]によれば、ガス料金は、月ごとの使用量に応じて一定額支払う「基本料金」と、1m³あたりに支払う「従量料金」を合計した金額であり、「基本料金」と「単位料金」は月々のガスご使用量により変動する。式 4-123 に一ヶ月のガス料金を算出する方法を示す。また、表 4-59 に月々のガス料金算出のための用語の定義を示す。

$$\begin{aligned} \text{一ヶ月のガス料金(円/月)} = & \text{定額基本料金(円/月)} \\ & + \text{流量基本料金(円/m}^3 \cdot \text{月)} \times \text{契約最大時間流量(m}^3\text{)} \\ & + \text{単位料金(円/m}^3\text{)} \times \text{使用量(m}^3\text{/月)} \end{aligned} \quad \text{式 4-123}$$

表 4-59 月々のガス料金算出のための用語の定義

1ヶ月ガス料金(円/月)	月々にかかるガス料金の合計
定額基本料金(円/月)	契約の大きさによって決められる料金
流量基本料金(円/m ³ ・月)	使用するメニューにより決まる一つ気当たりの基本料金
契約最大時間流量(m ³)	契約期間における一時間あたりの最大の使用予定量
単位料金(円/m ³)	ガス 1m ³ あたり使用するのにかかる料金
使用量(m ³ /月)	一ヶ月のガス使用量の合計

本論文では大阪ガスが提供する「業務用季節別契約第一種」を選択した。大阪ガス HPによれば業務用季節別契約第一種は「ボイラー等をご利用の業務用・産業用のお客さまであって、年間を通じて長時間使用するお客さま向けの料金」と記載されている。

以下の表 4-60 に、業務用季節別契約第一種の最新のガス料金を示す。

表 4-60 業務用季節別契約第一種の最新のガス料金

季節別	料金区分	当月(10月)	当月(11月)
夏期(5月～12月)	定額基本料金(円/月)	227,30.00	227,30.00
	流量基本料金(円/m ³ ・月)	1,077.30	1,077.30
	単位料金(円/m ³)	101.07	99.45
冬期(1月～4月)	定額基本料金(円/月)	22730.00	22730.00
	流量基本料金(円/m ³ ・月)	1,077.30	1,077.30
	単位料金(円/m ³)	113.37	111.75

第4章 下水熱利用導入効果の検討

4.7.2 イニシャルコスト算出手法の整理

下水熱利用システムの導入に際して生じるコスト、大まかにイニシャルコストとランニングコストに分類される。特に、イニシャルコストには水熱源ヒートポンプを主として循環ポンプ、貯湯タンクなどの機器本体価格の他に、熱源水管や給湯管の配管工事費、下水からの採水に伴う接続費が挙げられる。ランニングコストにはヒートポンプおよび循環ポンプの運転費に加え、各機器の維持管理費が挙げられる。表 4-61 にイニシャルコスト・ランニングコストの内訳を、図 4-62 に基本的な給湯モデル図とともに概要を示す。

表 4-61 イニシャルコスト・ランニングコストの内訳

分類	項目		備考
イニシャルコスト	各機器の本体価格		ヒートポンプ、循環ポンプ、貯湯タンク、熱交換器などの本体価格
	直接工事費	機器工事費	機器本体費および配管工事費
		配管工事費	配管および保温材の複合価格
ランニングコスト	運転費		消費電力により算出。機器設置後 15 年間を対象期間とする
	維持管理費		機器設置後 15 年間を対象期間とする

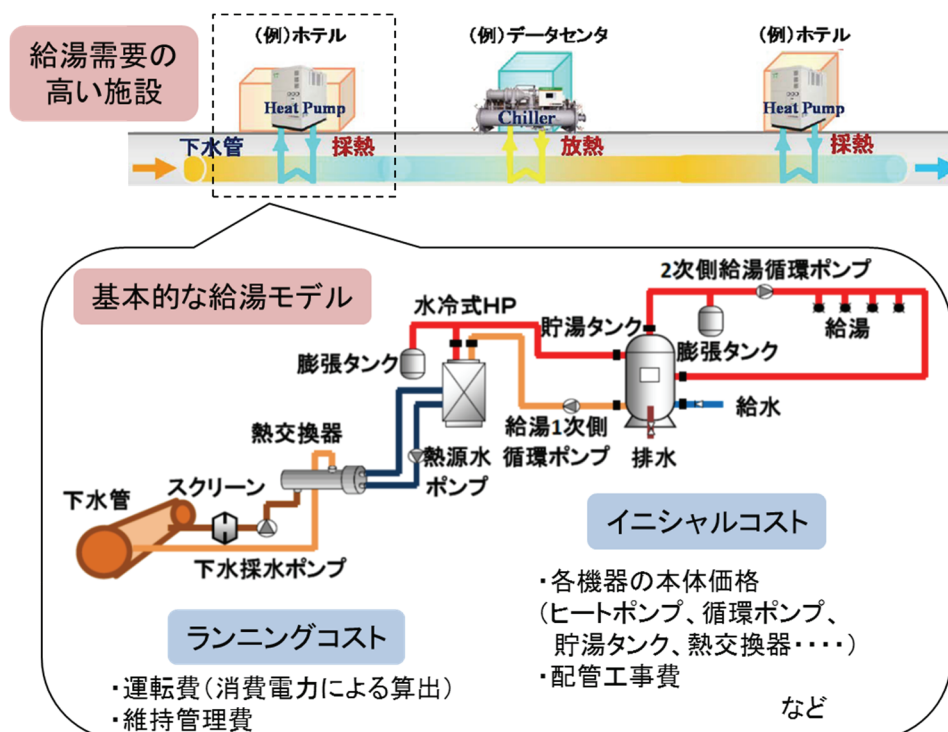


図 4-62 基本的な下水熱利用給湯モデルと主なコスト概要

I. コスト算出フローの全体像

図 4-63 にコスト算出における一連の流れを示す。

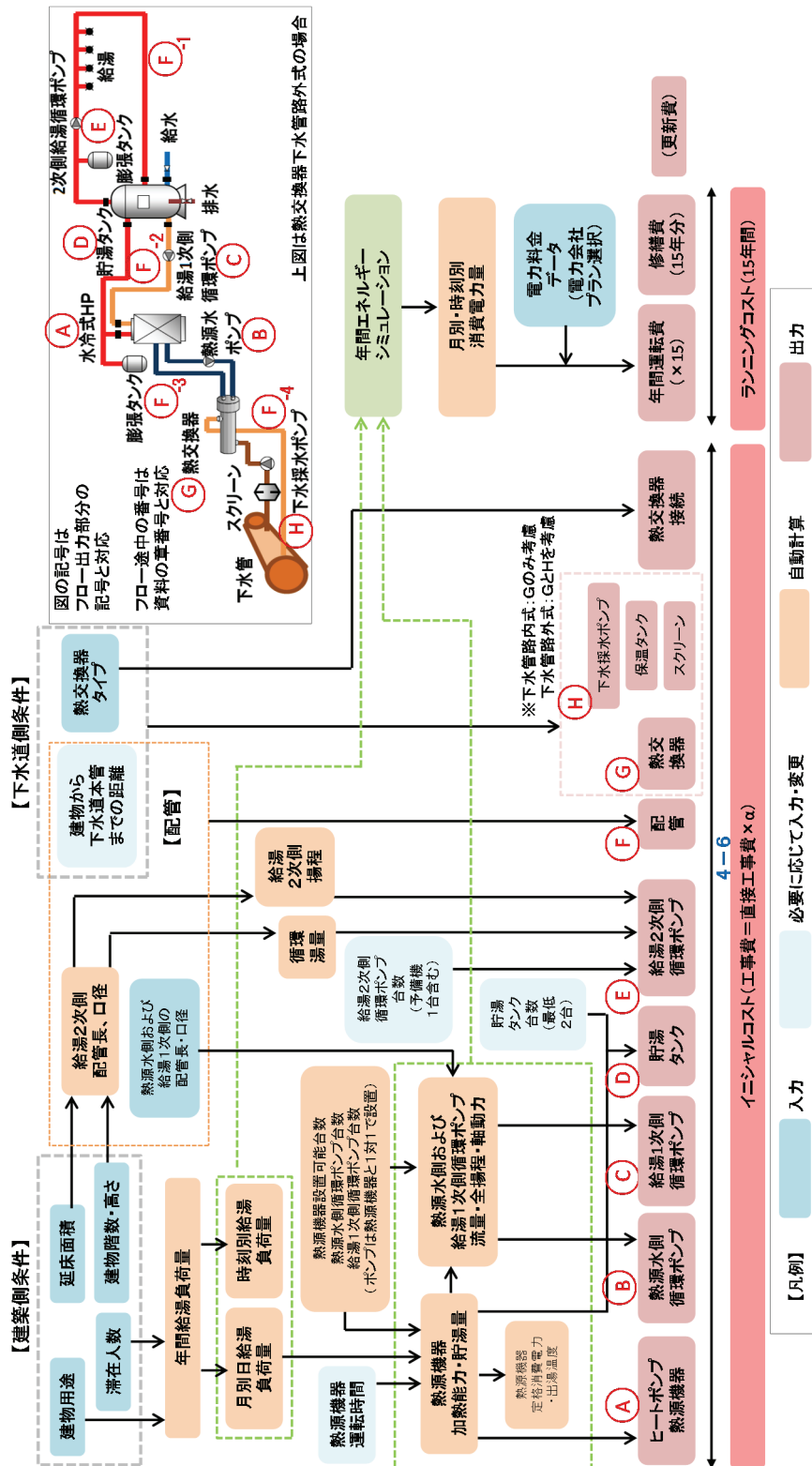


図 4-63 コスト算出における一連の流れ

II. イニシャルコストの算出

次に、イニシャルコストの算出手法について示す。

III. ヒートポンプ熱源機器の選定(フロー図のAに相当)

月別の日給湯負荷量から、熱源機器の加熱能力を算出する。給湯需要のピークとなる2月の給湯負荷量を基に選定することが一般的であるため、以降はこの仮定の下で記述を進める。水冷式ヒートポンプを用いた最も基本的なモデルを想定した場合(図 4-62 参照)、熱源機器の定格加熱能力 Q_h (kJ/時) は以下の式 4-124 の関係を満たす必要がある。

$$Q_h \geq (Q_d / T \times \alpha_1 \times \alpha_2 \times \alpha_3) / N \quad \text{式 4-124}$$

表 4-62 記号表

記号	名称	単位
Q_h	熱源機器の定格加熱能力	(kJ/時・台)
Q_d	2月の日給湯負荷量	(kJ/日)
T	熱源機器の運転時間 ($h \leq 24$)	(時)
α_1	配管・貯湯ユニット等の熱損失係数=1.1	(-)
α_2	経年係数=1.05	(-)
α_3	能力補償係数=1.05	(-)
N	熱源機器の台数	(台)

ここで、 Q_d / T は1時間当たりの平均必要加熱能力を表し、これに補正をかけることで最低限必要な熱源機器の定格加熱能力となる。この値が大きくなる場合は、選定する機器のメーカーにもよるが、台数分割が必要となる場合もある。 Q_h により熱源機器が選定可能となるため、熱源機器が決定する。

また、熱源機器の加熱能力 (kW/h) を用いて、以下の式より貯湯量が求まり、貯湯タンクが選定可能となる。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

IV. 循環ポンプの選定(フロー図のB, C, Eに相当)

熱源機器を選定したことにより、その仕様から熱源水側および給湯1次側の流量(L/min)が決定する。その流量及び全揚程からポンプが選定可能となり、熱源水側および給湯1次側のポンプが決定する。循環ポンプについてはエバラ社のものを想定している。全揚程は以下の式により求められる。

- 全揚程(熱源水側・給湯一次側)

$$h = r \cdot (l + l') / 9.81$$

式 4-125

表 4-63 記号表

記号	名称	単位
h	全揚程(熱源水側・給湯1次側)	(m)
r	摩擦抵抗	(kPa/m)
l	熱源機器から熱交換器 (または貯湯タンク)までの配管長	(m)
l'	局部抵抗相当長の合計(=lとしてよい)	(m)

次に、給湯2次側の循環ポンプの選定方法について述べる。

まず、建物の延床面積および建物階数から以下の式により給湯2次側の配管長を求める。

- 給湯2次側の配管長

$$l = m \times H \times 2 \times \beta_1$$

式 4-126

表 4-64 記号表

記号	名称	単位
l	配管長	(m)
m	配管系統数	(本)
H	建物高さ【m】※建物階高×建物階数などにより算出、2倍により往復長さ	(m)
β_1	枝管長さを考慮した補正 = 1.5 とする	(-)

- 系統数 m (宿泊施設を例にして示す)

$$m = S / f \times \beta_2 / A / 2$$

式 4-127

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-65 記号表

記号	定義	単位
S	建物延床面積	(m ²)
f	建物階数	(階)
β ₂	客室率 (=0.8 とする)	(-)
A	一室当たりの床面積 ※2 室で 1 系統とする	(m ²)

配管長や使用配管材料から給湯 2 次側の循環湯量および全揚程が求まり，給湯 2 次側循環ポンプが選定可能となる．循環湯量および全揚程の求め方は以下の式による．

●循環湯量

$$W = 0.86 \cdot Q \cdot L \cdot (T_{hw} - t_r) / \Delta t$$

式 4-128

表 4-66 記号表

記号	定義	単位
W	循環湯量	(L/h)
Q	主配管の代表管径に対する単位長さあたりの熱損失	
L	貯湯タンクから最遠の湯栓までの配管長(往復)	(m)
T _{hw}	給湯温度	(°C)
t _r	配管の周囲温度	(°C)
Δt	給湯と返湯の温度差	(°C)

●全揚程(給湯 2 次側)

$$h = r \cdot (l + l') / 9.81$$

式 4-129

表 4-67 記号表

記号	定義	単位
h	全揚程(給湯 2 次側)	(m)
r	摩擦抵抗	(kPa/m)
l	貯湯タンクから最遠の湯栓までの配管長(往復)	(m)
l'	局部抵抗相当長の合計(=l とする)	(m)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

V. 配管(Fに相当)

熱源水側，給湯1次側および2次側の配管については，図4-64に示す算出表より考慮する。

ステンレス鋼管口径算出表		
流量(L/min)	口径	圧力損失
11	13	1.50 kPa/m
25	20	1.30 kPa/m
47	25	1.00 kPa/m
69	30	0.90 kPa/m
130	40	0.80 kPa/m
180	50	0.72 kPa/m
280	60	0.64 kPa/m
490	75	0.56 kPa/m
700	80	0.50 kPa/m
1400	100	0.44 kPa/m

※建築設備設計基準平成21年度版より

■熱源側循環水配管		
流量	112.0 L/min	口径: 40 上表より
※熱源水ポンプ容量算出書より		圧力損失: 0.80 kPa/h

■一次側給湯配管		
流量	12.0 L/min	口径: 20 上表より
※一次側循環ポンプ容量算出書より		圧力損失: 1.50 kPa/h

■二次側給湯配管		
流量	62.0 L/min	口径: 30 上表より
※二次側循環ポンプ容量算出書より		

図4-64 各配管口径算出表とその事例

VI. その他の検討項目(G, Hに相当)

その他検討すべき機器については以下のものがある。

- ・熱交換器本体価格
- ・下水採水ポンプ (※)
- ・スクリーン (※)
- ・下水保温タンク (※)

(※) 熱交換器が下水管路外式の場合に考慮する。

VII. 工事費

工事費の内訳については，図4-65の通りである。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

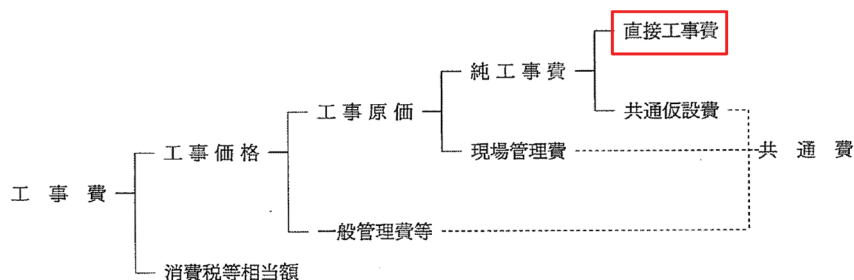


図 4-65 工事費の詳細※

※建築コスト管理システム研究所「公共建築工事積算基準」（隔年出版）より

工事費の内訳の中で、消費税等相当額、一般管理費等、現場管理費等、共通仮設費については、それぞれ工事価格、工事原価、純工事費、直接工事費に対し、一定比率で加味することにより概算が可能である。したがって、直接工事費を求めることにより、機械的に工事費を概算することが可能となる。以下に直接工事費の構成を示す。

$$(\text{直接工事費}) = (\text{機器工事費}) + (\text{配管工事費})$$

$$(\text{機器工事費}) = (\text{機器本体費}) + (\text{機器据え付け費})$$

$$(\text{配管工事費}) = (\text{各配管の複合単価 (円/m)} + \text{保温材料の複合単価 (円/m)}) \\ \times \text{各配管長さ (m)} \times 1.2 \text{ (その他)}$$

4.7.3 メンテナンスコスト算出手法の整理

メンテナンスコストは、本来は、各機器ごとにヒアリング等を行い設定を行う必要があるが、本研究では各設備機器の15%と一律設定を行うものとする。

4.8 システムシミュレーションによる下水熱利用効果の検証

ここでは、4.6 項までで示したシステムシミュレーション手法を用いて、下水熱利用システムの効果の検討を行う。

4.8.1 下水熱利用給湯システム1（貯湯槽・補機類を考慮していない場合）

まずは、貯湯槽を考慮しない熱負荷に合わせた運転システムについて検討を行う。

I. 計算条件

計算条件を順に示す。

i. 給湯システム全体のモデルについて

現状システムではガスボイラにより給湯が行われているとし、下水熱利用システムでは温水 HP 給湯器により熱交換器を介して下水熱を利用し給湯が行われているとする。

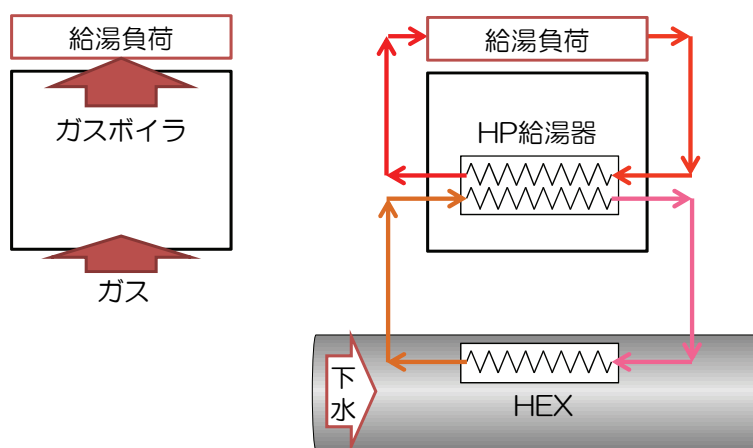


図 4-66 現状システムと下水熱利用システム概念図

第4章 下水熱利用導入効果の検討

ii. 熱源機・建物負荷条件

以下に宿泊施設における下水熱利用給湯の検討における計算条件を記す。想定する建物は宿泊施設とし、延床面積は25,000m²とする。以下の、表 4-68 に建物条件、図 4-67 に給湯負荷を示す。熱源機器は現状システムにおいてはガスボイラを使用し、下水熱利用システムにおいては、温水 HP 給湯器を用いる表 4-69 に温水 HP 給湯器 ETW-L の仕様を示す。

表 4-68 建物条件

想定施設	宿泊施設：ホテル
延床面積	25,000(m ²)
熱源機器	ガスボイラ (現状システム) 効率 0.9
	温水 HP 給湯器 ETW-L(下水熱利用)
機器出口水温	温水出口温度 65℃
機器流量	一定(定格)

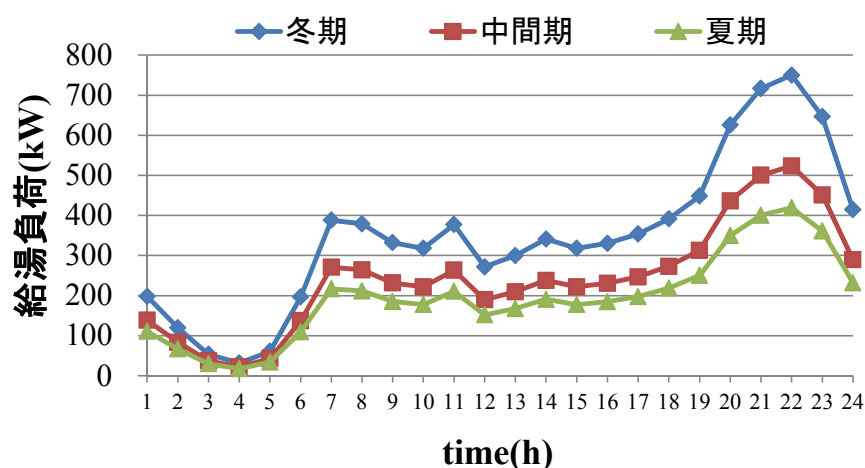


図 4-67 各季節時刻別給湯負荷

表 4-69 機器仕様(再掲)

項目	ETW-L 仕様	
加熱能力	547	kW
温水流量	48.3	m ³ /h
熱源水流量	70.9	m ³ /h
消費電力	147.6	kW
COP	3.7	
冷媒	HFC-134a	

第4章 下水熱利用導入効果の検討

iii. 下水条件

以下の図 4-68 に下水の流量の時刻変動と取水量を示す。流量は年間通して同様の変動パターンとし、 $0.015\text{m}^3/\text{s} \sim 0.034\text{m}^3/\text{s}$ の間で変動させ、下水管路より $0.013\text{m}^3/\text{s}$ を取水して熱利用し、排水したのち元の下水本流と混合される。

気温・下水温度については 2010 年度の実測データを用いる。気温は北野抽水所での実測データ、下水温度は管路内での実測値である。図 4-69 に下水温度、気温の月別時刻変動を示す。

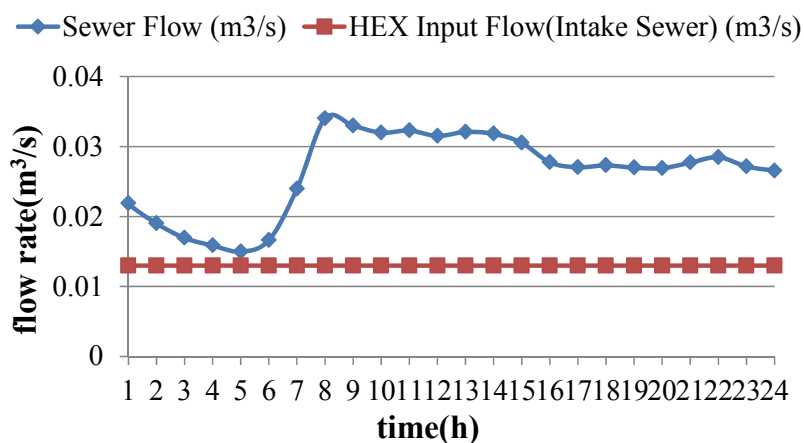


図 4-68 下水流量と取水量

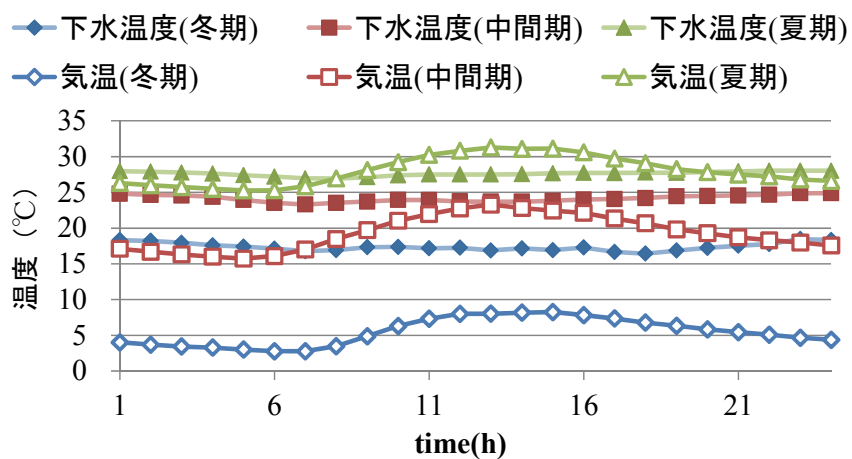


図 4-69 下水温度と気温（2010 年度からの実測データ）

II. 計算結果

計算期間は夏期(8月)、冬期(2月)、中間期(5月)の各1日を代表日として時刻ごとの計算を行う。本項における検討では夏期を6月～9月、冬期を12月～3月、中間期を4,5,10,11月のそれぞれ4ヶ月とし、代表日のシミュレーション計算結果に、季節ごとの日数を乗じて年間の一次エネルギー消費量と原油換算量を求める。なお、システムは24時間連続運転とし、蓄熱システム、ポンプ動力は考慮していない。

i. 時刻別試算結果

冬期(2月)、中間期(5月)、夏期(8月)における、下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP、下水水温を図 4-70、図 4-71 に、現状システムと下水熱利用システムの一次エネルギー消費量を月毎に図 4-72～図 4-74 に示す。

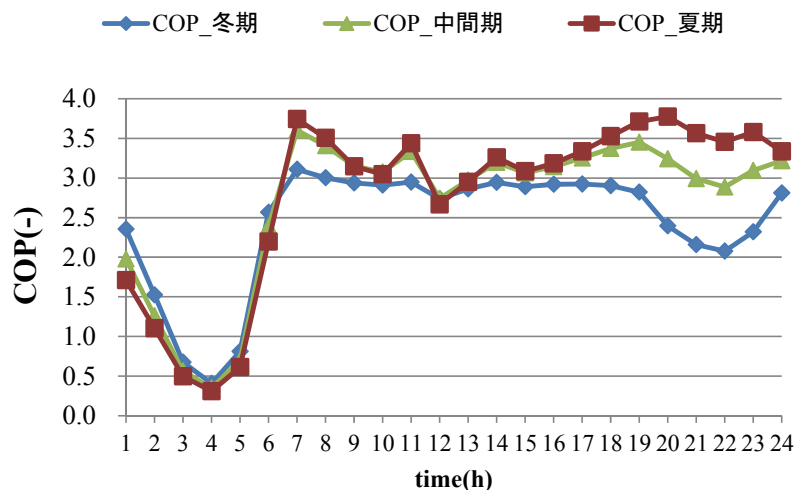


図 4-70 下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP

第4章 下水熱利用導入効果の検討

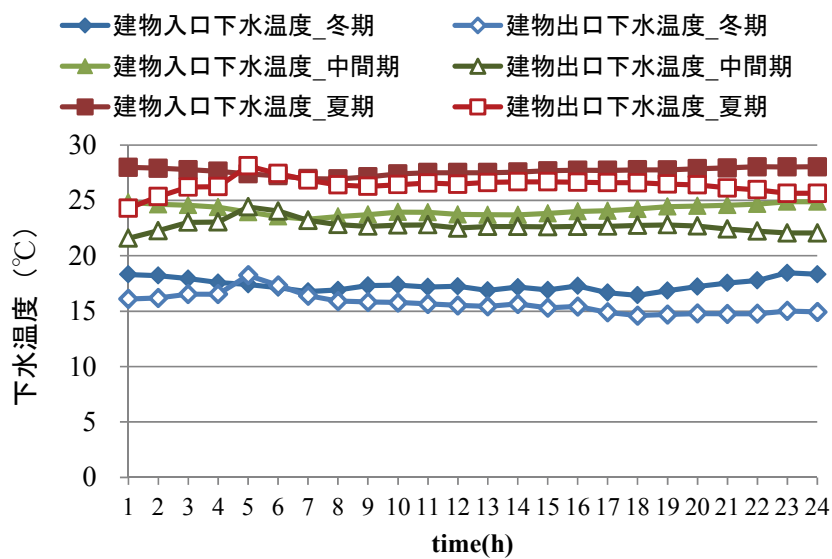


図 4-71 下水出入口温度

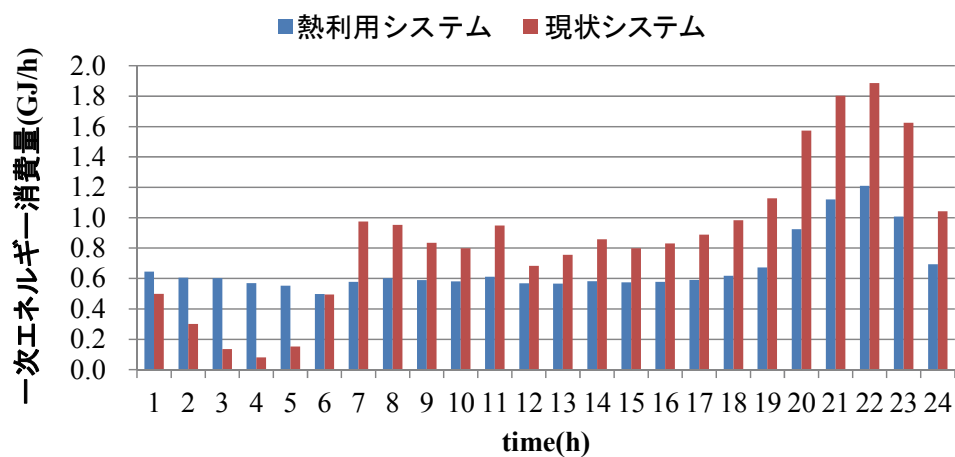


図 4-72 一次エネルギー消費量の比較(夏期)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

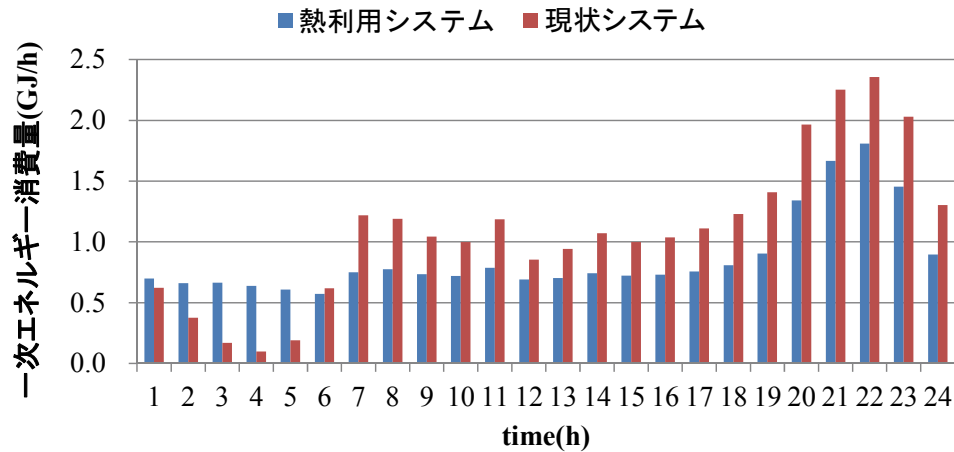


図 4-73 一次エネルギー消費量の比較(中間期)

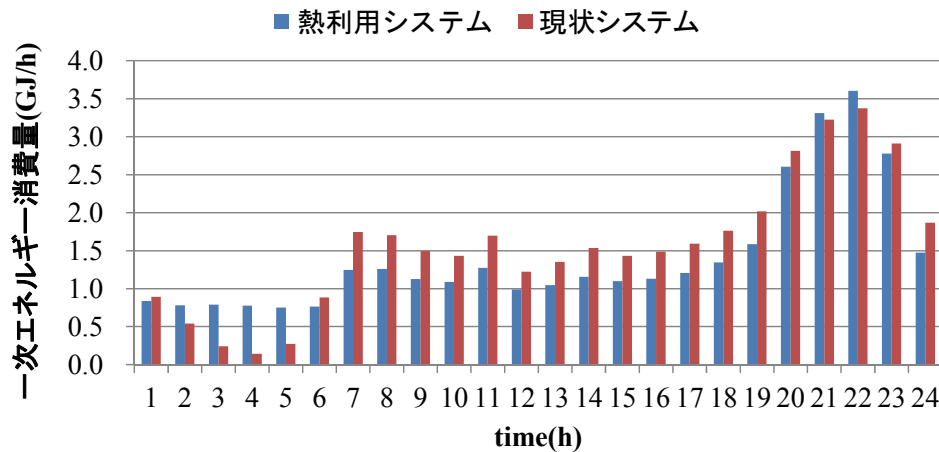


図 4-74 一次エネルギー消費量の比較(冬期)

図 4-70 によると、下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP は日中 3 程度となり、夏期は下水温度が高いため、最も COP が良い。夜間に COP が低くなっているのは、機器特性近似式の適用範囲外であったため低く計算されたと考えられる。図 4-71 を見ると、下水温度は、ホテルにて熱利用を行うと冬期は 2~3℃ 中間期は 1~2℃、夏期では 1℃ 程度低下する。夏期は給湯負荷が特に少ないため、下水熱利用熱量少なく、温度低下が小さい。図 4-72~図 4-74 によると一次エネルギー消費量については、6 時以降のほとんどの時刻で省エネ効果が見られる。

ii. 季節別・年間試算結果

現状システムと下水熱利用システムの各季節と年間の一次エネルギー、原油換算量の比較を図 4-75~図 4-78 に示す。

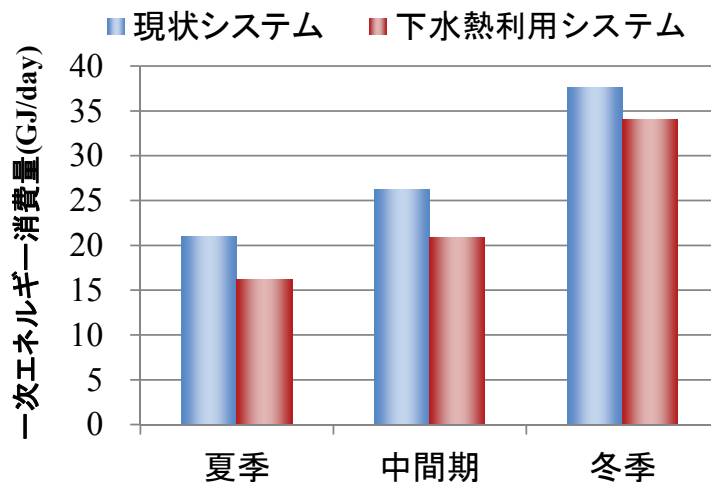


図 4-75 現状システムと下水熱利用システムの各季節の一次エネルギーの比較

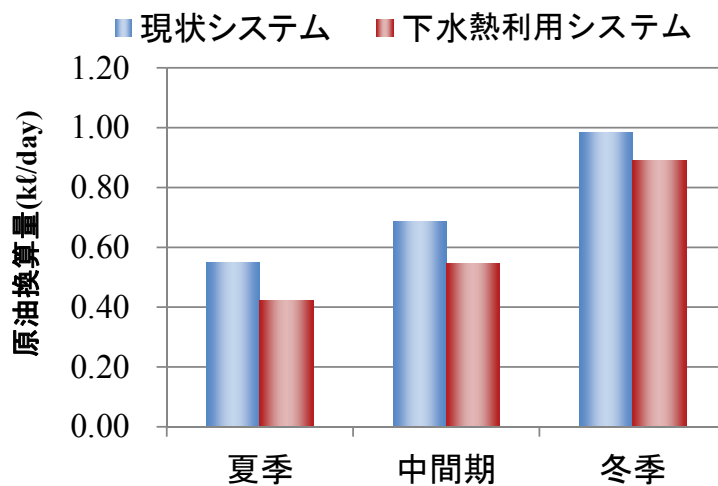


図 4-76 現状システムと下水熱利用システムの各季節の原油換算量の比較

季節別で見ると、図 4-75、より、一次エネルギー削減量では、夏期、中間期、冬期で 4.89GJ/day, 5.44GJ/day, 3.62GJ/day となった。図 4-76 によると原油換算量では夏期、中間期、冬期で 0.13kL/day, 0.14kL/day, 0.09kL/day の削減ができる。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

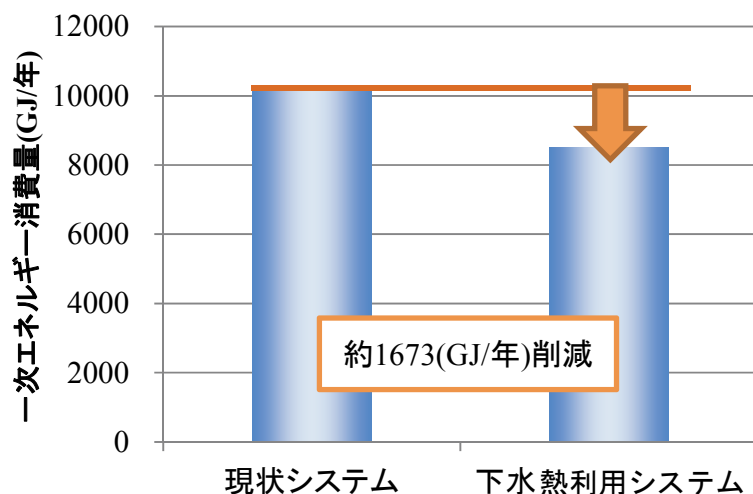


図 4-77 現状システムと下水熱利用システムの年間一次エネルギーの比較

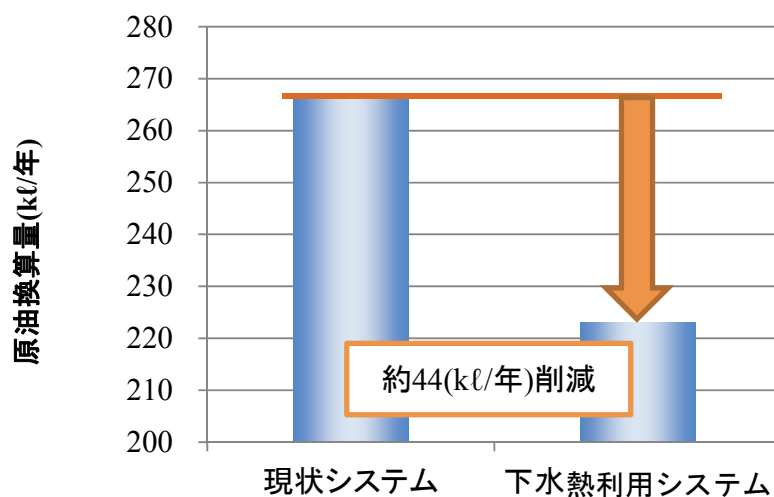


図 4-78 現状システムと下水熱利用システムの年間原油換算量の比較

年間の計算結果では、図 4-77、図 4-78 によると一次エネルギー消費量を約 1673GJ/年、原油換算量では、約 44kl/年の削減が可能である。また効率向上効果は 1.2 倍となり、ホテルにおける下水熱利用の導入による省エネ効果が確認された。

4.8.2 下水熱利用給湯システム2(貯湯槽・補機類を考慮する場合)

前節での下水熱利用給湯シミュレーションでは、貯湯槽を用いた蓄熱給湯運転でのシステムシミュレーションではなかった。また、ポンプ動力などの補機類も考慮していなかった。そこで、本項では貯湯槽およびポンプの搬送動力などの補機類を含めた下水熱利用給湯システムのシステムシミュレーションを行う。

I. 計算条件

計算条件を示す。

i. 給湯システム全体のモデル

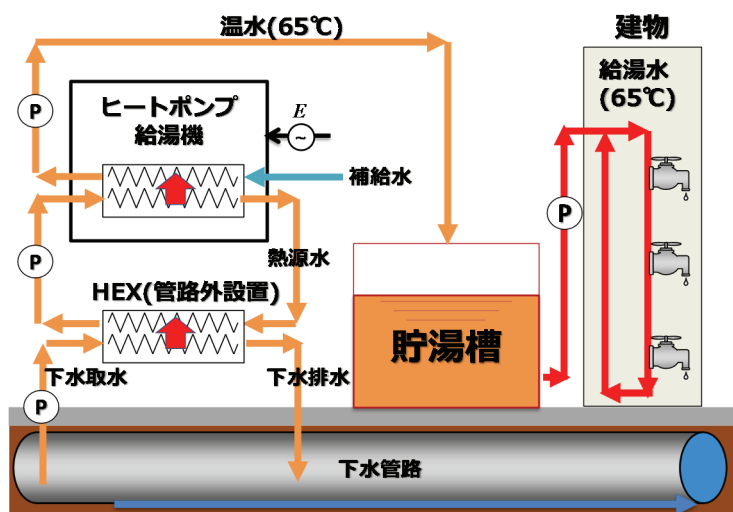


図 4-79 下水熱利用給湯システム概念図(貯湯槽ありの場合)

貯湯槽を用いた蓄熱給湯運転を行った場合、給湯システムにおいて熱源機の選定の際、一日での最大給湯負荷に見合った能力の熱源機を選定するよりも、一日の負荷を平準化し、一定の時間同じ加熱能力で連続運転を行い、作りだした温水を貯湯槽に貯湯して、ピーク時の負荷を賄うような運転を行った方が、熱源機的能力が低くて済む(図 4-80)。つまり、蓄熱運転を行うことで、HP のインシャルコストを低くすることができる。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

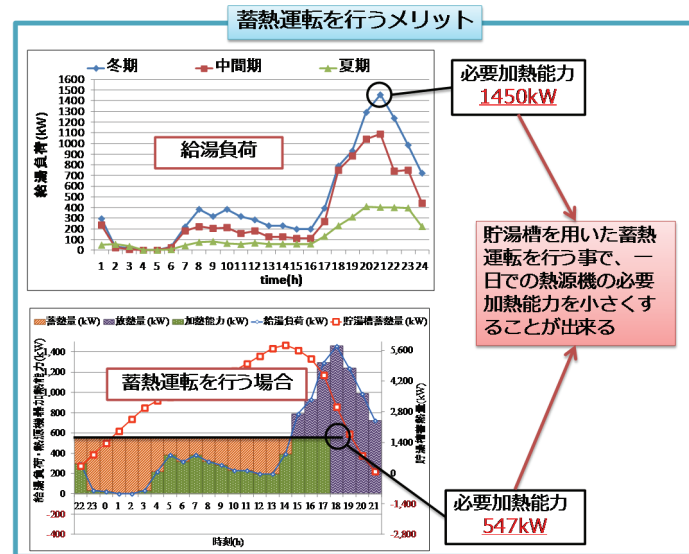


図 4-80 夜間蓄熱給湯運転を行うメリット

本論文では22時～翌日の17時まで20時間連続でHP給湯器を一定の加熱能力で運転し、貯湯槽に蓄熱を行う熱源機運転スケジュールを考える。なお、この運転スケジュールは、業務用ヒートポンプ式給湯システム設計ガイドブックを参考にしている。なお、運転時間は、必要加熱能力及び必要貯湯槽容量選定時には基本的には20時間連続運転としているが、熱源機の容量の大小によって運転時間を決める必要があり、業務用ヒートポンプ式給湯システム設計ガイドブックに基づいた基本的な設計指針に従って20時間連続運転とする。

一日の必要加熱能力は給湯バランスを考え、給湯機器の必要加熱能力の決定を行う。ヒートポンプ給湯機の必要加熱能力は、式 4-130 より日給湯負荷と日運転時間から求める。

$$Q_{HP_h} = \frac{\sum_{h=1}^{24} Q_{HL_h}}{T_{HP_day}} \quad \text{式 4-130}$$

Q_{HL_h} : 給湯負荷(kW)

$\sum_{h=1}^{24} Q_{HL_h}$: 日給湯負荷(kW/day)

Q_{HP_h} : 一時間あたりのヒートポンプの必要加熱能力(kW)

T_{HP_day} : 1日ヒートポンプ運転時間(h)

ii. 熱源機・建物負荷条件

温水の出口温度は常に65℃とし、温水入口温度(補給水温度)は、外気温と同じ値とする。温水の流量、熱源水の流量はヒートポンプ給湯器の定格流量と同じ値とし、年間を通して一定流量流れるものとする。また、下水用の熱交換器は熱通過率×伝熱面積で15kW/Kの性能を持つ熱交換器を想定する。ポンプはシステム内の各箇所に用いられる吐き出し量に見合った能力の水中ポンプを、市販のポンプより選定し、各ポンプの特性を考慮した要素を用いて試算を行う。下水温度の条件は前項と同じ条件を用いる。

表 4-70 に本シミュレーションでの建物の条件、建物の給負荷を示す。なお、建物の延床面積はヒー

第4章 下水熱利用導入効果の検討

トポンプ給湯機の定格加熱能力である 58(kW)の年間最大給湯負荷を持つ建物の延床面積を用いる。
また、使用する温水ヒートポンプ給湯機であるゼネラルヒートポンプ社製の機器標準仕様を表 4-71
に示す。

表 4-70 建物条件

想定施設	医療施設：病院
延床面積	3,467(m ²)
熱源機器	ガスボイラ (現状システム) 効率 0.9
	温水 HP 給湯器 ZQH-10W-10-A
機器出口水温	温水出口温度 65℃
機器流量	一定(定格)

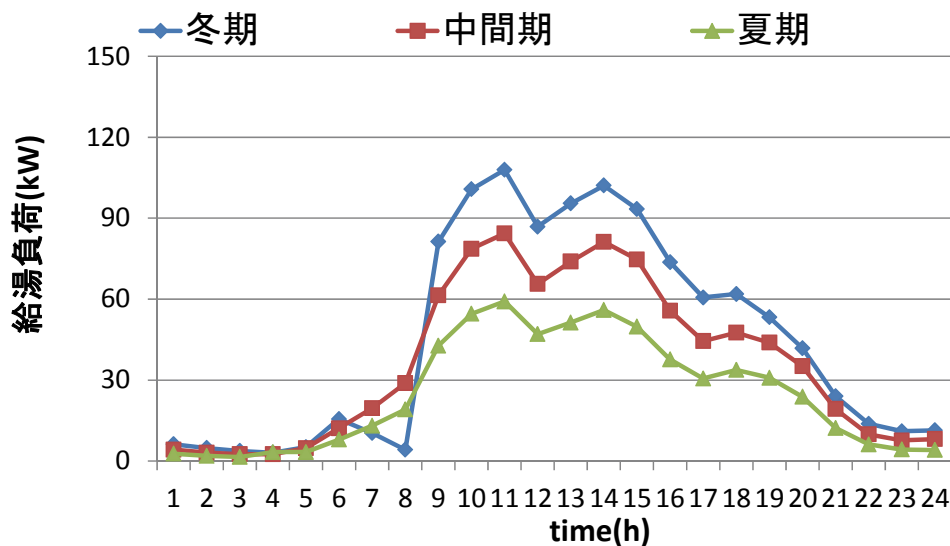


図 4-81 各季節時刻別給湯負荷

表 4-71 標準条件性能特性表(再掲)

	冷水 入口 (℃)	冷水 出口 (℃)	温水 入口 (℃)	温水 出口 (℃)	冷却 能力 (kW)	加熱 能力 (kW)	消費 電力 (kW)	冷却 COP (-)	加熱 COP (-)
冷却	12	7	25	30	29.72	35.1	5.53	5.37	6.35
加熱	30	25	40	45	47.2	55.21	8.19	5.76	6.74
循環加温	30	25	65	70	35.28	49.43	14.39	2.45	3.44
給湯	30	25	15	70	46.05	57.97	12.14	3.79	4.78
加温/熱回収	12	7	65	70	18.72	32.89	14.41	1.3	2.28
給湯/熱回収	12	7	15	70	26.08	36.77	10.9	2.39	3.37

iii. 下水条件

下水条件は、4.7.1 での条件と同じである。

II. 計算結果

計算結果を示す。

i. 時刻別計算結果

冬期(2月), 中間期(5月), 夏期(8月)における, 下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP, 下水水温を図 4-82, 図 4-83 に, 現状システムと下水熱利用システムの一次エネルギー消費量を月毎に図 4-84~図 4-86 に示す。

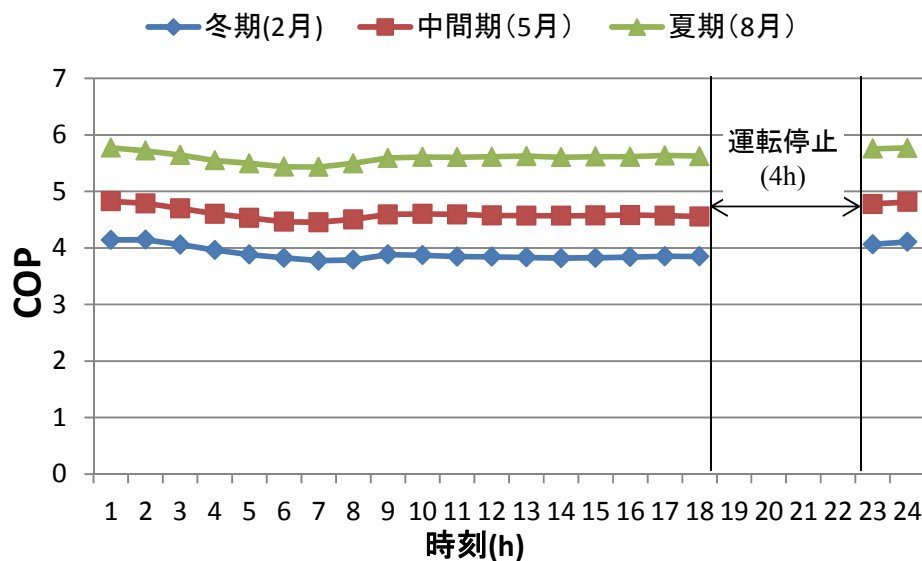


図 4-82 下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP

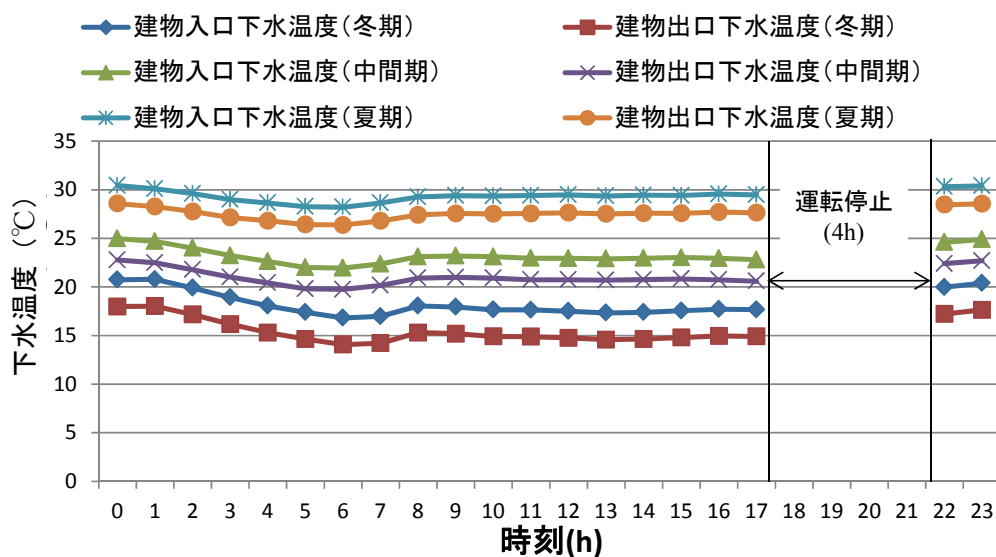


図 4-83 下水出入口温度

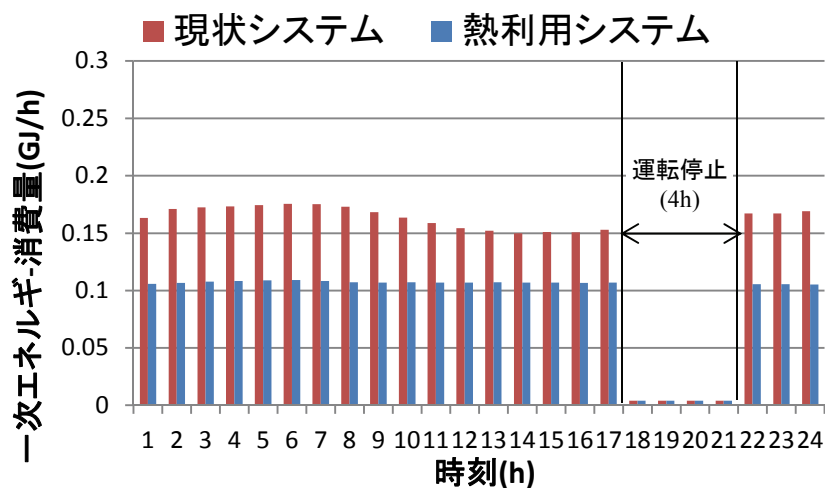


図 4-84 一次エネルギー消費量の比較(夏期)

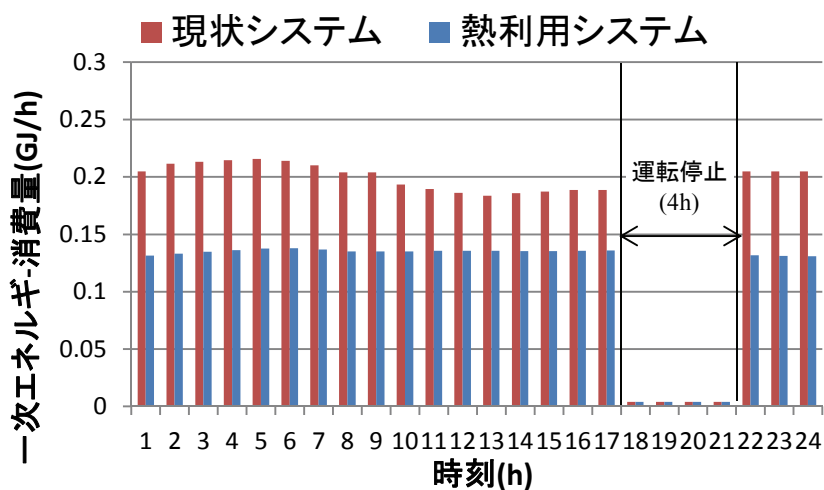


図 4-85 一次エネルギー消費量の比較(中間期)

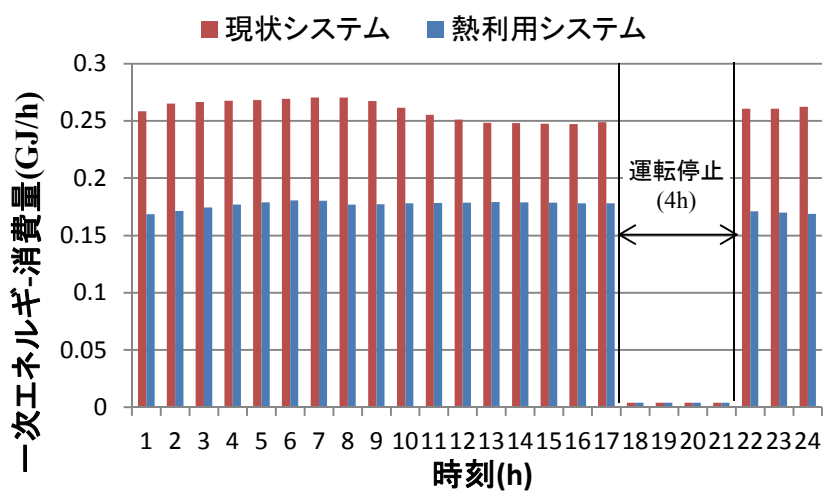


図 4-86 一次エネルギー消費量の比較(冬期)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

図 4-82 によると、下水熱利用システムの温水 HP 給湯器の COP は日中 4～6 程度となり、夏期は下水温度が高いため、最も COP が良い。図 4-83 を見ると、下水温度は、ホテルにて熱利用を行うと冬期は 2.75℃中間期は 2.21℃、夏期では 1.84℃程度低下する。夏期は給湯負荷が特に少ないため、下水熱利用熱量少なく、温度低下が小さい。図 4-84～図 4-86 によると一次エネルギー消費量については、ヒートポンプの運転を停止させた時間帯以外で省エネ効果が見られる。

ii. 季節別・年間計算結果

現状システムと下水熱利用システムの各季節と年間の一次エネルギーの比較を図 4-75～図 4-78 に示す。

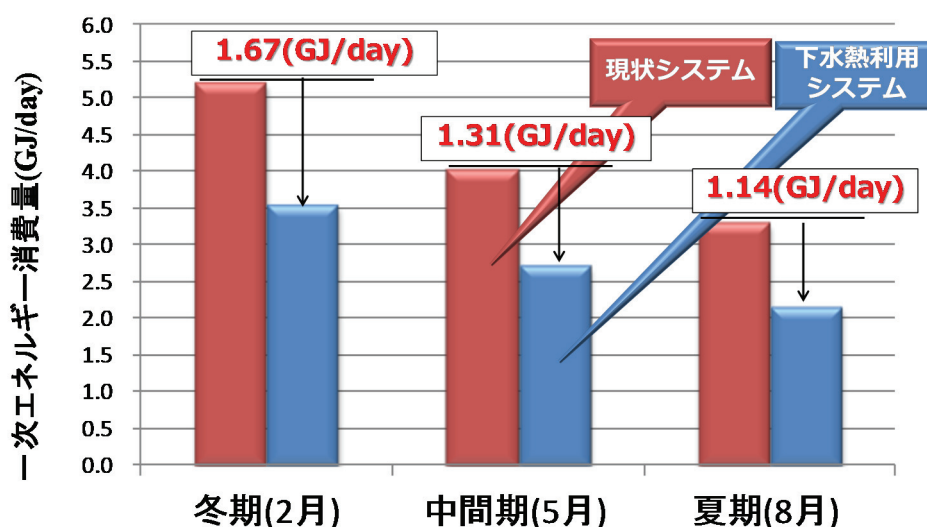


図 4-87 現状システムと下水熱利用システムの各季節の一次エネルギーの比較

季節別で見ると、図 4-87、より、一次エネルギー削減量では、冬期、中間期、夏期で 1.67GJ/day, 1.31GJ/day, 1.14GJ/day となった。冬季が最も一次エネルギー消費量が大きくなったのは、給湯負荷が他の季節に比べて大きいため、削減量自体も大きくなったためであると考えられる。

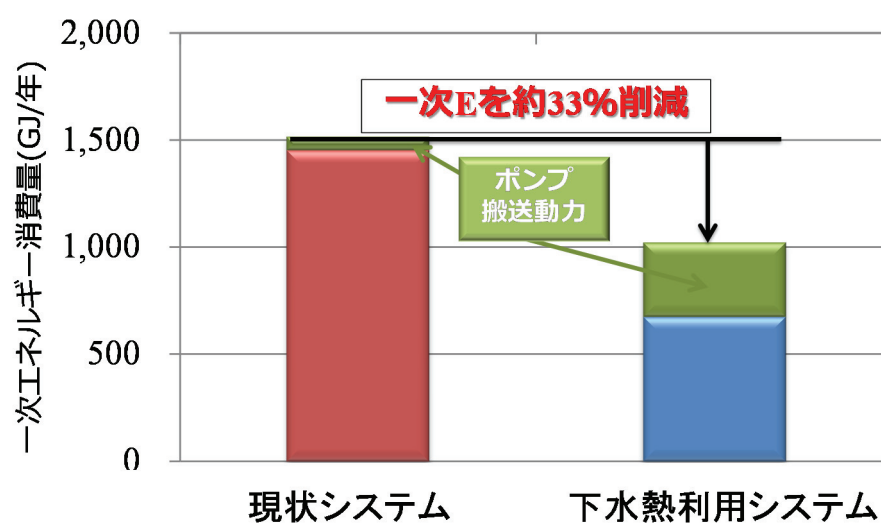


図 4-88 現状システムと下水熱利用システムの年間一次エネルギーの比較

年間の計算結果では、図 4-88 によると一次エネルギー消費量を約 33%削減可能である。またポンプの搬送動力の占める割合が従来システムでは約 4.0%、下水熱利用システムでは約 34.0%占めることが明らかとなった。これにより、ポンプの搬送動力などの補機類を考慮し、より詳細なシミュレーションを行うことが重要であるということが明らかとなった。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

4.8.3 下水熱利用給湯システム3(貯湯槽・補機類を考慮, 実環境試験と同様の条件)

給湯システムにおいて, 実環境試験と同条件での年間導入効果を試算する。

I. 計算条件

計算条件を順に示す。

i. 給湯システム全体のモデル

まずは, 給湯システムの概念図を図 4-89 に示す。実環境試験同様に, ホテル1系, ホテル2系とは別々にシミュレーションを行う。

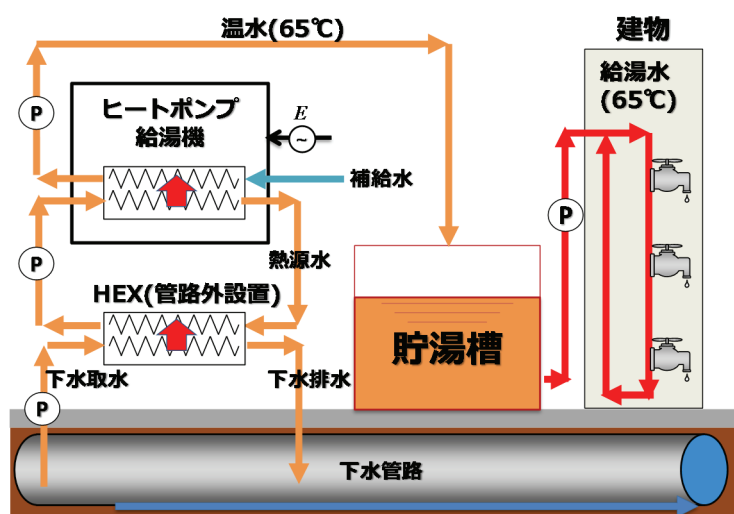


図 4-89 給湯システムモデル

ii. 熱源機・建物負荷条件

建物条件などの各種条件は表 4-73 に示す。

表 4-72 各種条件

項目		
建物条件	建物用途	宿泊施設
	延床面積	1800(m ²)
	使用用途	給湯利用
熱源機条件	温水出口温度	65(℃)
	温水入口温度	負荷の大きさで変動
	温水流量	12 (L/min)
	熱源水流量	100 (L/min)
下水条件	下水温度	月別時刻別平均下水温度(図 4-90)
	下水流量	100(L/min)
外気条件	外気温度	月別時刻別平均外気温度(図 4-91)

第4章 下水熱利用導入効果の検討

熱源機については、給湯用水冷 HP を設定し、ゼネラルヒートポンプ社製と三菱重工社を適用する。なお、HP の特性式は、4.2.1 にて示した特性を用いる。

iii. 下水条件

図 4-90、図 4-91 に計算に用いる月毎の時刻別平均下水温度、時刻別平均外気温度を示す。なお、下水温度は大阪市内の管路内で実測したデータ、外気温度は拡張アメダスデータを用いる。

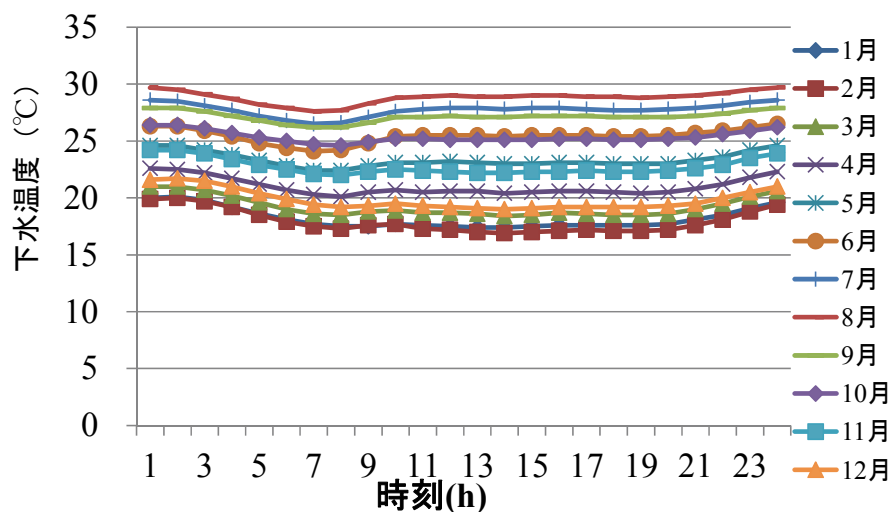


図 4-90 月別時刻別平均下水温度(実測データ)

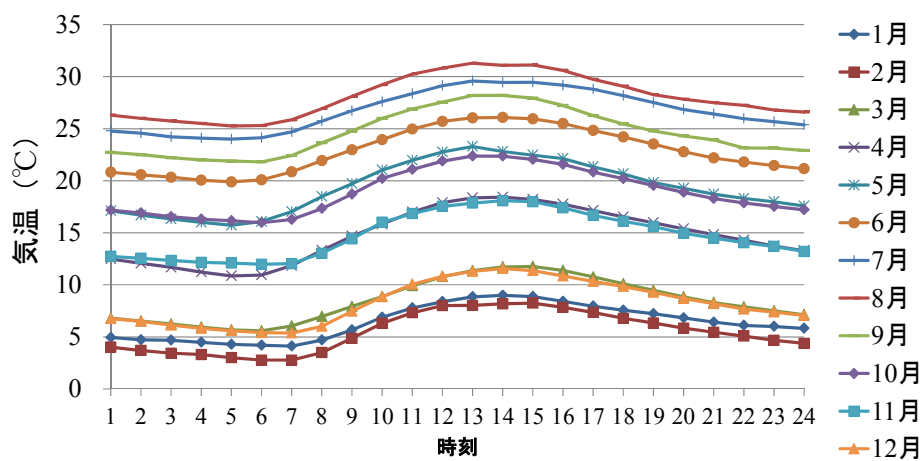


図 4-91 月別時刻別平均外気温度(拡張アメダスデータ)

II. 計算結果

計算結果を示す。

i. 三菱重工社製水冷ヒートポンプとの比較

試算結果を示す。

・月別試算結果

図 4-92 に三菱重工社製水冷ヒートポンプの機器単体 COP を、図 4-93 にシステム COP を示す。

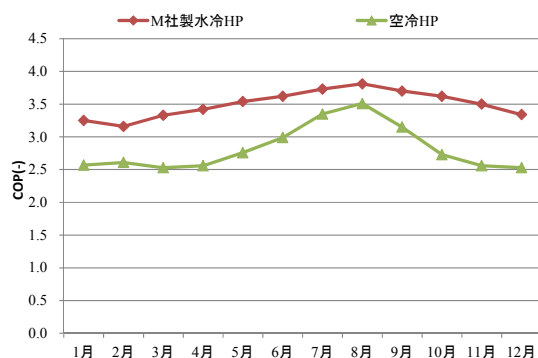


図 4-92 月別機器単体 COP

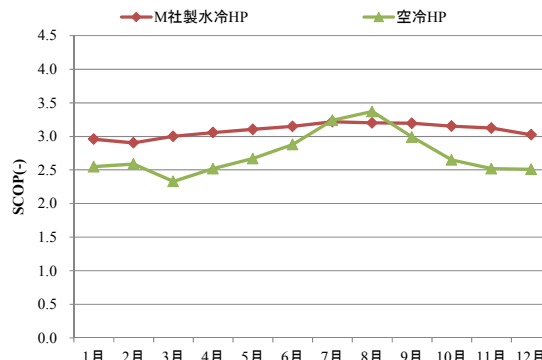


図 4-93 月別システム COP

図 4-92 より、空冷ヒートポンプ方式の COP は平均で 2.82 であり、三菱重工社製水冷ヒートポンプの COP は平均で 3.50 であった。また、すべての月で三菱重工社製水冷ヒートポンプの COP が空冷ヒートポンプの COP を上回っている事がわかる。これは年間を通して外気に比べて下水温度の方が高いためである。また、空冷ヒートポンプは夏期(7月~9月)に性能が向上しているが、これは夏期になるにつれて外気温度が上昇しているためである。

図 4-93 より、夏期に空冷方式の SCOP が水冷方式の SCOP を上回るが、これは外気の影響により夏期に空冷方式の性能が向上するのに加えて、ポンプの搬送動力が影響しているためである。具体的には、空冷方式はポンプの数が 2 つであるのに対し、水冷方式はポンプの数が 4 つであるためポンプの動力により優位性が低下してしまうためである。

図 4-94~図 4-97 に従来システムと下水熱利用システム(三菱重工社製水冷 HP 使用)の月別一次エネルギー消費量、CO₂ 排出量、原油消費量、ランニングコストの比較を示す

第4章 下水熱利用導入効果の検討

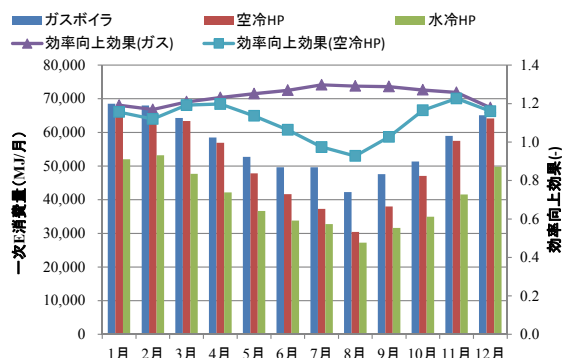


図 4-94 月別一次 E 消費量比較

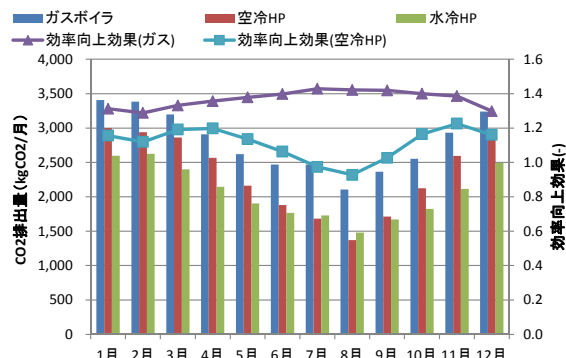


図 4-95 月別 CO₂ 排出量比較

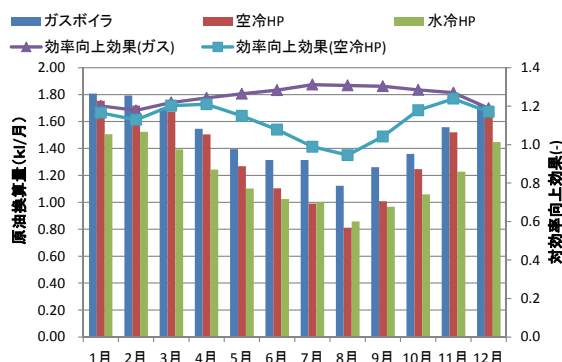


図 4-96 月別原油消費量比較

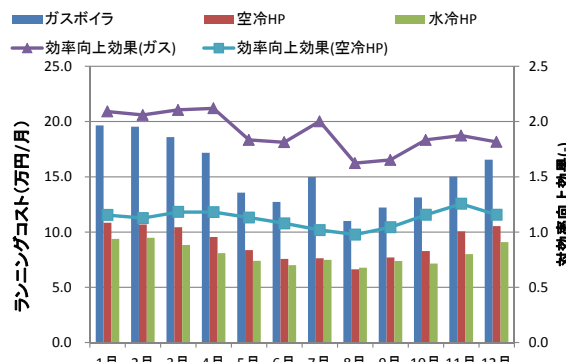


図 4-97 月別ランニングコスト比較

図 4-94 より、月別一次エネルギー消費量については、すべての月でガスボイラ方式に対する下水熱利用システムの効率向上効果が見込めることが明らかとなったが、空冷方式に対しては夏期(7月、8月)において効率向上効果が見込めない月もある。

図 4-95、図 4-96 より、月別 CO₂ 排出量と月別原油消費量についても一次エネルギー消費量と同様の傾向が見られた。

このような結果になったのは、空冷 HP の効率が外気温度が上昇する夏季に向上するため、水冷 HP の優位性が他の季節に比べて低下したと考えられる。また、冬季が下水熱利用システムの効率向上効果が高い。これは冬季は外気温度に比べて下水温度が非常に高いため、他季節に比べて下水熱の優位性が顕著に表れたためであると考えられる。

図 4-97 より、ランニングコストについてはガスボイラ方式および空冷ヒートポンプ方式に対して、すべての月で効率向上効果が見込める事がわかった。また、効率向上効果はガスに対しては各月平均で 1.9 程度、空冷ヒートポンプ方式に対しては 1.1 程度であった。夏期にガスボイラに対して、下水熱利用システムの効率向上効果が減少している。これは、夏期の電力料金が上昇する電力料金利用メニューを選定しているためであると考えられる。

・年間試算結果

図 4-98～図 4-101 に従来システムと下水熱利用システム(三菱重工社製水冷 HP)の年間一次エネルギー消費量、CO₂ 排出量、年間原油消費量、ランニングコストの比較を示す。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

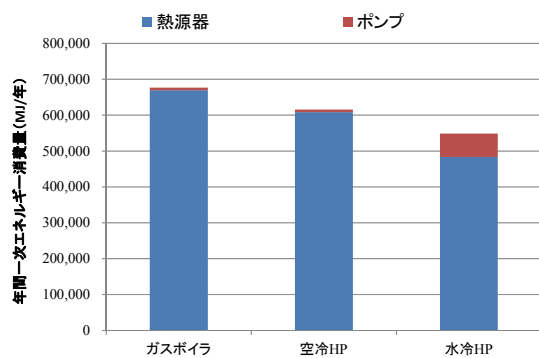


図 4-98 年間一次 E 消費量の比較

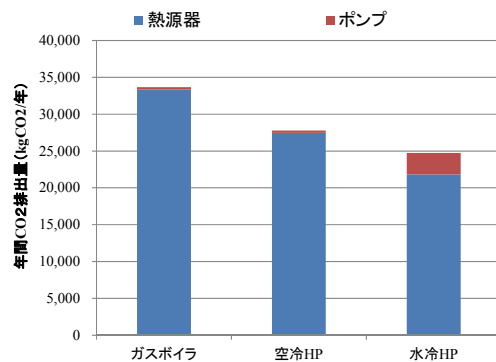


図 4-99 年間 CO₂ 排出量の比較

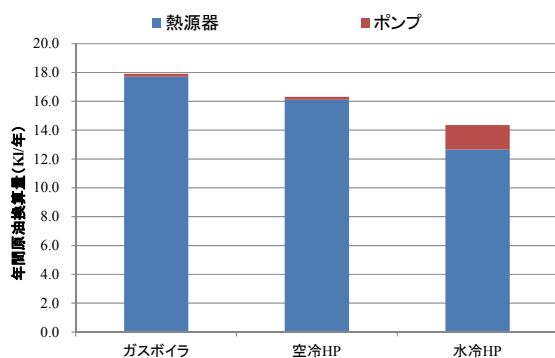


図 4-100 年間原油消費量の比較

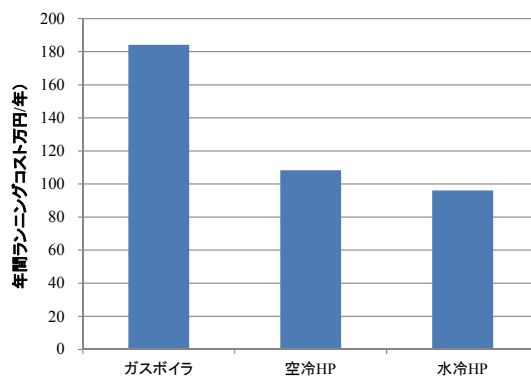


図 4-101 年間ランニングコストの比較

図 4-98 より、年間一次エネルギー消費量については、下水熱利用システムは従来システムに比べて、ガスボイラ方式に対して 19.0%削減、空気熱源方式に対しては 10.9%削減できる結果となった。

図 4-99 より、年間 CO₂ 排出量はガスボイラ方式に対して 26.5%削減、空気熱源方式に対しては 10.9%削減できる結果となった。

図 4-100 より、年間原油排出量はガスボイラ方式に対して 19.9%削減、空気熱源方式に対しては 12.0%削減できる結果となった。

図 4-101 より、年間ランニングコストはガスボイラ方式に対して 47.8%削減、空気熱源方式に対しては 11.2%削減できる結果となった。

ii. ゼネラルヒートポンプ社製水冷ヒートポンプとの比較

試算結果を示す.

・月別試算結果

図 4-102 に三菱重工社製水冷ヒートポンプの機器単体 COP を, 図 4-103 にシステム COP を示す.

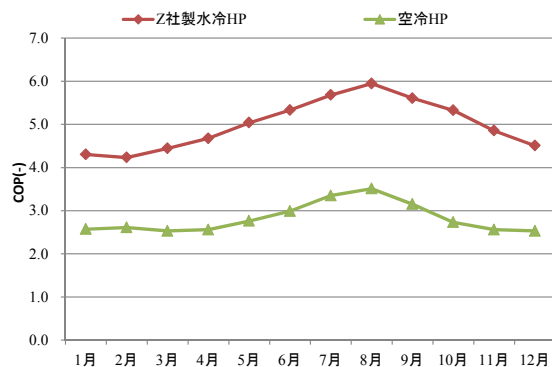


図 4-102 月別機器単体 COP

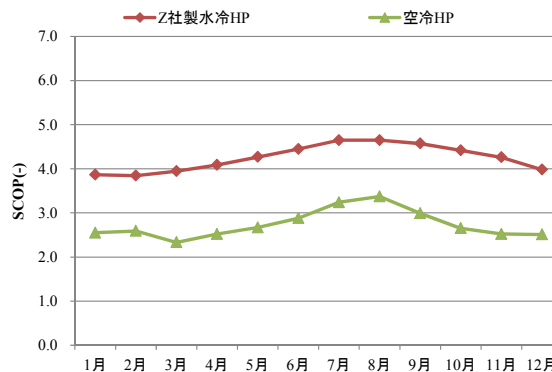


図 4-103 月別システム COP

図 4-102 より, 空冷ヒートポンプ方式の COP は平均で 2.82 であり, ゼネラルヒートポンプ社製水冷ヒートポンプの COP は平均で 4.99 であった. また, すべての月で三菱重工社製水冷ヒートポンプの COP が空冷ヒートポンプの COP を上回っている事がわかる. これは年間を通して外気に比べて下水温度の方が高いためである. また, 空冷ヒートポンプは夏期(7月~9月)に性能が向上しているが, これは夏期になるにつれて外気温度が上昇しているためである.

図 4-103 より, 空冷ヒートポンプ方式の SCOP は平均で 2.73 であり, ゼネラルヒートポンプ社製水冷ヒートポンプの SCOP は平均で 4.25 であった. 夏期に空冷方式の SCOP が水冷方式の SCOP を上回るが, これは外気の影響により夏期に空冷方式の性能が向上するのに加えて, ポンプの搬送動力が影響しているためである. 具体的には, 空冷方式はポンプの数が 2 つであるのに対し, 水冷方式はポンプの数が 4 つであるためポンプの動力により優位性が低下してしまうためである.

図 4-104~図 4-107 に従来システムと下水熱利用システム(ゼネラルヒートポンプ社製水冷 HP 使用)の月別一次エネルギー消費量, CO₂ 排出量, 原油消費量, ランニングコストの比較を示す

第4章 下水熱利用導入効果の検討

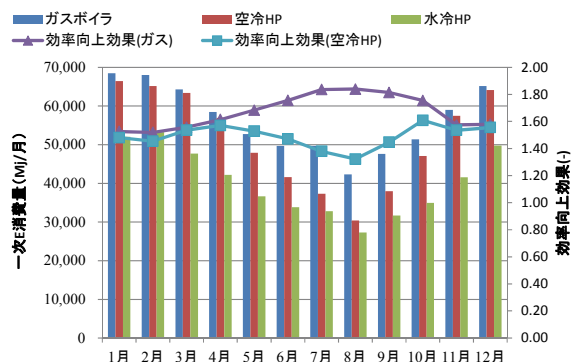


図 4-104 月別一次 E 消費量の比較

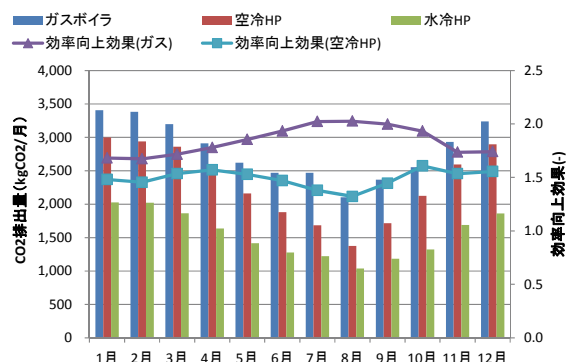


図 4-105 月別 CO₂ 排出量の比較

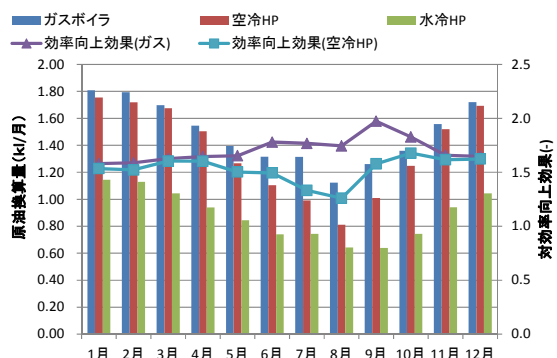


図 4-106 月別原油換算量の比較

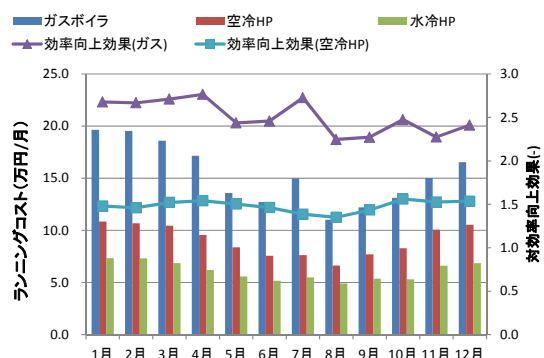


図 4-107 月別ランニングコストの比較

図 4-104 より、月別一次エネルギー消費量については、すべての月でガスボイラ方式に対する下水熱利用システムの効率向上効果が見込めることが明らかとなったが、空冷方式に対しては夏期(7月、8月)において効率向上効果が見込めない月もある。

図 4-105、図 4-106 より、月別 CO₂ 排出量と月別原油消費量についても一次エネルギー消費量と同様の傾向が見られた。

このような結果になったのは、空冷 HP の効率が外気温度が上昇する夏季に向上するため、水冷 HP の優位性が他の季節に比べて低下したと考えられる。また、冬季が下水熱利用システムの効率向上効果が高い。これは冬季は外気温度に比べて下水温度が非常に高いため、他季節に比べて下水熱の優位性が顕著に表れたためであると考えられる。

図 4-107 より、ランニングコストについてはガスボイラ方式および空冷ヒートポンプ方式に対して、すべての月で効率向上効果が見込める事がわかった。また、効率向上効果はガスに対しては毎月平均で 2.5 程度、空冷ヒートポンプ方式に対しては 1.9 程度であり三菱重工社製水冷ヒートポンプ方式に比べて導入効果が高いことが明らかとなった。また、傾向としては、三菱重工社製と同様に夏期にガスボイラに対して、下水熱利用システムの効率向上効果が減少している。これは、夏期の電力料金が上昇する電力料金利用メニューを選定しているためであると考えられる。

・年間試算結果

図 4-108～図 4-111 に従来システムと下水熱利用システム(ゼネラルヒートポンプ社製水冷 HP)の年間一次エネルギー消費量、CO₂ 排出量、年間原油消費量、ランニングコストの比較を示す。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

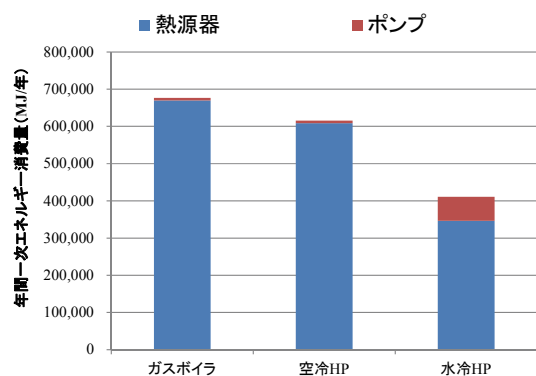


図 4-108 年間一次 E 消費量の比較

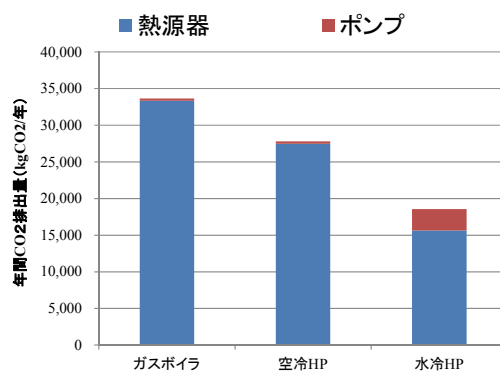


図 4-109 年間 CO₂ 排出量の比較

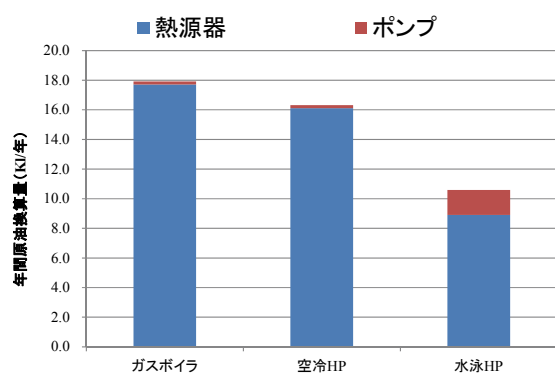


図 4-110 年間原油換算量の比較

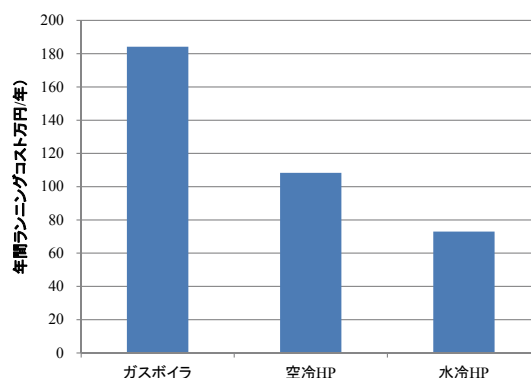


図 4-111 年間ランニングコストの比較

図 4-108 より、年間一次エネルギー消費量については、下水熱利用システムは従来システムに比べて、ガスボイラ方式に対して 39.3%削減、空気熱源方式に対しては 33.2%削減できる結果となった。

図 4-109 より、年間 CO₂ 排出量はガスボイラ方式に対して 44.9%削減、空気熱源方式に対しては 33.2%削減できる結果となった。

図 4-110 より、年間原油排出量はガスボイラ方式に対して 40.9%削減、空気熱源方式に対しては 35.1%削減できる結果となった。

図 4-111 より、年間ランニングコストはガスボイラ方式に対して 60.4%削減、空気熱源方式に対しては 32.6%削減できる結果となった。

4.8.4 下水熱利用空調システムの効果の試算

年間冷房施設において下水熱を利用した冷房を導入した際のシステムについて検討を行う。現状システムでは空冷 HP チラーにより冷房が行われているとし、下水熱利用システムでは水冷 HP チラーにより熱交換器を介して下水熱を利用し給湯が行われているとする(図 4-112)。

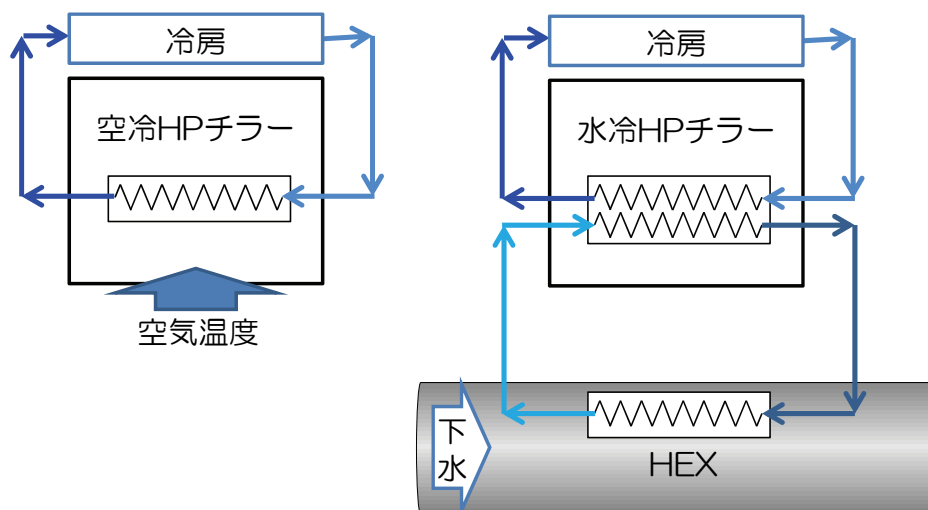


図 4-112 現状システムと下水熱利用システムの概念図

I. 計算条件

以下に年間冷房施設における下水熱を利用した冷房の検討における計算条件を記す。想定する建物はデータセンタとし、延床面積は 5,000m² とする。年間冷房負荷原単位を 100W/m² とし、年間冷房負荷は 500kW とする。に建物条件を示す。使用機器は下水熱利用システムにおいては水冷 HP チラーを、現状システムにおいては、空冷 HP チラーを用いるものとし、4.2.1 および 4.2.2 の特性式を特性として用いる。

表 4-73 建物条件

想定施設	年間冷房施設
延床面積	5,000m ²
年間冷房負荷	500kW
熱源機器	空冷 HP チラー(現状システム)
	水冷 HP チラー(下水熱利用)
機器出口水温	冷水出口温度 7℃
機器流量	一定(定格)

II. 計算結果

季節ごとの計算結果と、月別・年間の計算結果を示す。季節ごとの結果は機器の消費電力、COPと下水温度の時間変動を示す。下水温度は熱交換器への入口温度と、熱交換後の熱交換器からの排水が下水本流との混合後の水温を示している。月別・年間の計算結果は各月・年間の一次エネルギー消費量と、年間の原油換算量を示している。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

i. 時刻別計算結果

図 4-113～図 4-116 に下水熱利用システムの時刻別下水出入口温度，現状システムと下水熱利用システムの時刻別 COP，消費電力，一次エネルギー消費量を示す．図 4-113 から下水熱利用を行う事によって下水温度は排熱により，3～5(°C)上昇することがわかる．図 4-114 によると，冬期・中間期は，下水温度に比べて，気温のほうが低いため，現状システムの空冷 HP チラーの方が，COP が冬期で 3～5 程度，中間期で 0.5～2 程度高く，一次エネルギー消費量は低い．夏期は下水温度の方が，気温に比べて低い日中は現状システムと下水熱利用システムで同程度の COP，消費電力となるが，夜間は下水温度が低下しないため，現状システムの方が COP は 1 程度高い．

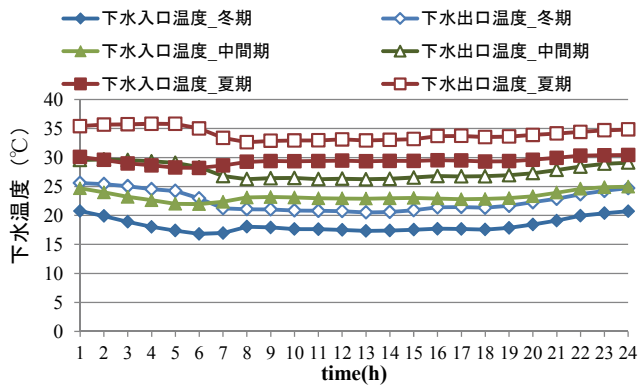


図 4-113 下水熱利用システムの時刻別下水出入口温度

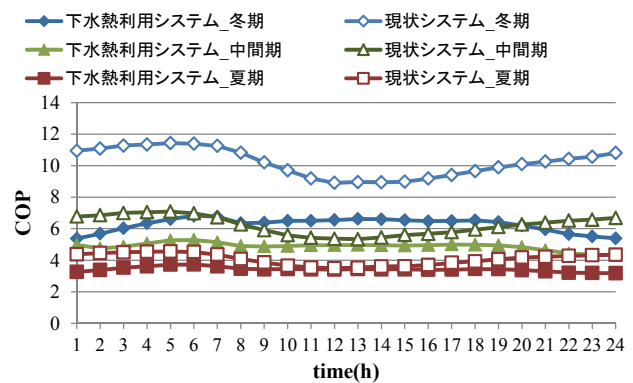


図 4-114 現状システムと下水熱利用システムの時刻別 COP

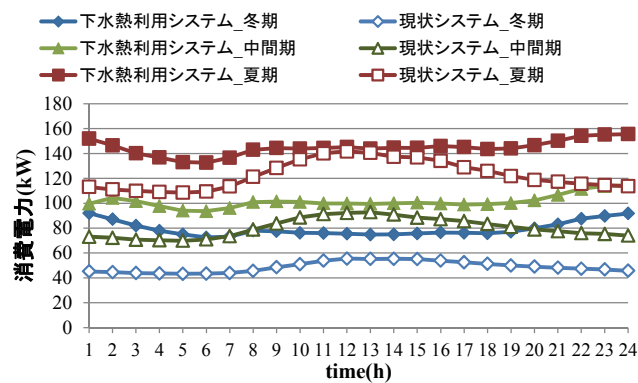


図 4-115 現状システムと下水熱利用システムの時刻別消費電力

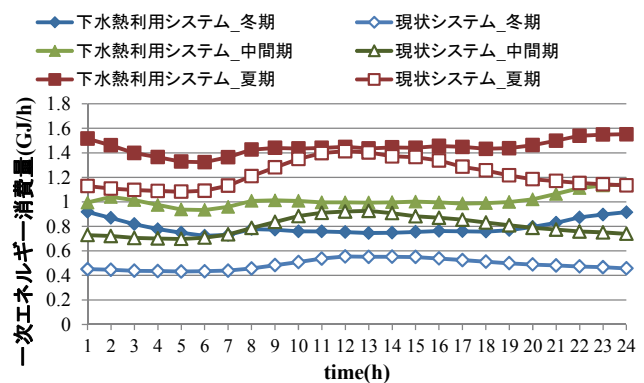


図 4-116 現状システムと下水熱利用システムの時刻別一次エネルギー消費量

ii. 季節別・年間計算結果

図 4-117～図 4-120 に季節別、年間の、現状システムと下水熱利用システムの一次エネルギー消費量、原油換算量の比較を示す。図 4-117, 図 4-118 をみると、すべての季節において下水熱利用システム導入による効果はなく、図 4-119, 図 4-120 によれば、年間で約 2,100GJ/年、約 55kL/年の一次エネルギー消費量、原油消費量が増加する。年間効率向上効果は 0.77 倍である。気温に比べて下水温度の方が高いため、冷房に下水熱を用いる場合は、不利となるが、熱利用を行う建物の上流側で採熱を行い、十分に下水温度を低下させれば、冷房利用でも、システム導入の効果が見込まれる。

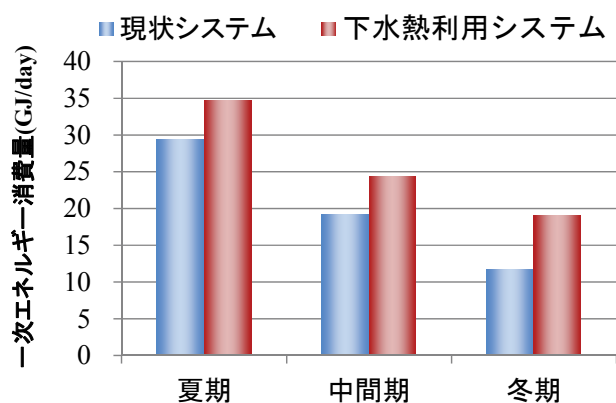


図 4-117 季節別一次エネルギー消費量

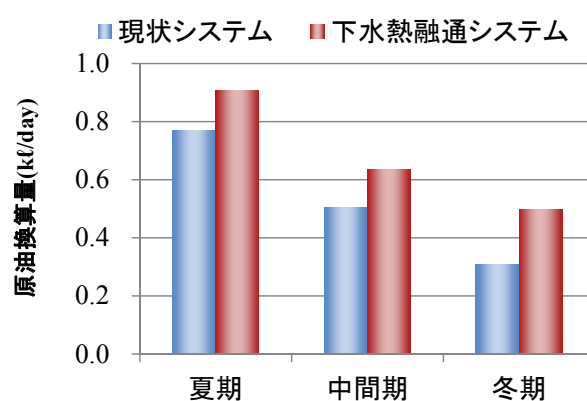


図 4-118 季節別原油換算量

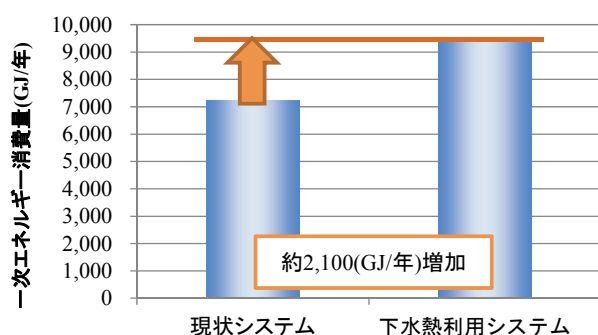


図 4-119 年間一次エネルギー消費量

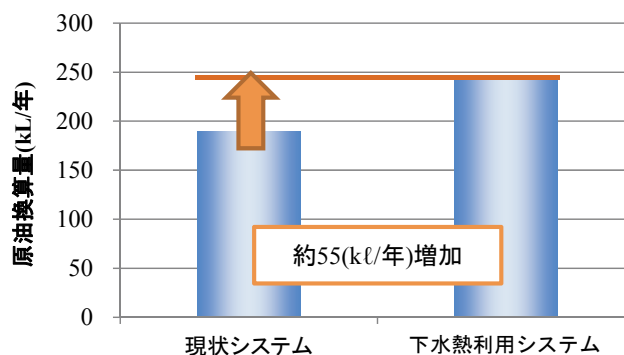


図 4-120 年間原油換算量

第4章 下水熱利用導入効果の検討

4.9 下水熱利用システム導入効果の検討

4.7項までに、下水熱利用システムと従来システムの運用にかかる省エネ効果およびエネルギーコストの検討を行った。しかし、これらの試算の際に考慮したのは運用に必要なエネルギーコストのみであり、イニシャルコストやメンテナンスコストは考慮していない。

そこで、本項ではエネルギーコストのみならず、イニシャルコストやメンテナンスコストまで含めた下水熱利用システムの導入効果を示す。なお、従来システムとしては前項まで同様にガス焚きボイラおよび空冷ヒートポンプそれぞれを熱源機として用いた場合を考え、給湯利用の場合を想定する。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

I. 試算条件

試算条件として、各コスト検討項目に対する、算出手法および備考を以下の表 4-74 に示す。

表 4-74 検討するコスト項目と算出手法

項目		算出手法・備考
ランニングコスト	エネルギーコスト	4.7.1 で示した手法で算出。また、4.8.3 のシステムシミュレーションで得られたエネルギーコストの結果を利用。
	メンテナンスコスト	熱源機イニシャルコストの 30%に相当する金額が毎年必要であると仮定
イニシャルコスト		4.7.2 で示した手法で算出

また、以下に各コストの算出式と従来システムに対する下水熱利用システムの償却年数の算出式を示す。

◆各コストおよび償却年数算出式

- ・ランニングコスト(円/年)=エネルギーコスト(円/年)+メンテナンスコスト(円/年)
- ・イニシャルコスト(円)=機器単価(円)+設置工事費(円)+消費税(円)
- ・償却年数(年)= 従来システムと下水熱システムとのイニシャルコストの差額(円)
÷従来システムと下水熱システムとのランニングコストの差額(円/年)

ここで、各システムの構築に必要なイニシャルコスト項目別の価格表を表 4-75 に示す。なお、下水熱利用システムは下水熱交換器や配管類など従来システムに比べて多くの機器を必要とし、イニシャルコストの検討項目が増えるため、下水熱利用システムのみに加算される。下水熱利用システムのみに加算されるコスト項目も表 4-76 に示す。

表 4-75 イニシャルコスト概要 1(全システム共通項目)

	名称	規格・摘要	価格
熱源機器・貯湯槽	熱源機(ボイラ, 空冷 HP, 水冷 HP)	-	各システムによる(表参照)
	貯湯槽	容量 6m ³	2,488,000(円)
工事原価	直接工事費	機器単価+ 設備機械工※1+その他	各システムによる(表参照)
	間接工事費	直接工事費の 30%	各システムによる(表参照)
	消費税	工事原価の 5%	各システムによる(表参照)
設計料		工事原価の 10%	各システムによる(表参照)

※1 国土交通省積算基準^[35] を参考

第4章 下水熱利用導入効果の検討

表 4-76 イニシャルコスト概要 2(下水熱利用システムのみに加算される項目)

分類	名称	規格・摘要	価格
ポンプ類※2 (機器単価+設置 工事費+その他)	熱源水ポンプ	40mm×3.7kW	150,948 円
	ポンプ制御盤	1 台	238,181 円 (一般的な数値として想定)
	下水取水ポンプ	50mm×1.5kW	97,812 円
	ポンプ制御盤	1 台	238,181 円 (一般的な数値として想定)
熱交換類 (機器単価+設置 工事費+その他)	下水熱交換器	45kW	3,096,806 円
	土工事 (下水熱交換器用)	-	55,0000 円
スクリーン(機器単価+設置工事費+その他)		200L/min	ヒアリングと想定により, 578,189 円(400L/min 仕様の 50%の価格と想定,下水本管改造費は含まない)
配管類 (機器単価+設置 工事費+その他)	熱源水配管	SGP(VA)-50A	7,117 円
	下水取水配管	SGP(VD)-65A	8,779 円
	土工事(下水取水配管)	配管共通	22,000 円

※2 積算実務マニュアル^[36] を参考

II. 試算結果

図 4-121～図 4-123 に各システムのインシヤルコスト、ランニングコスト、および従来システムに対する償却年数についての試算結果を示す。

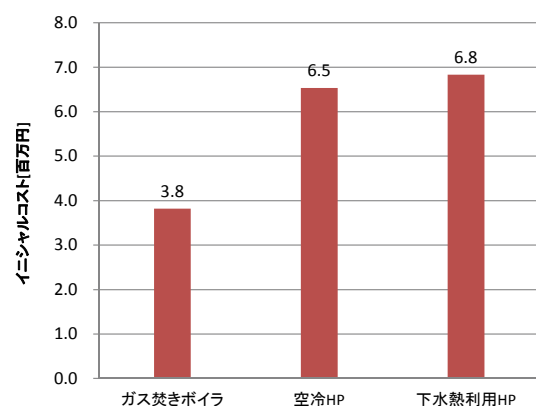


図 4-121 各システムのインシヤルコスト

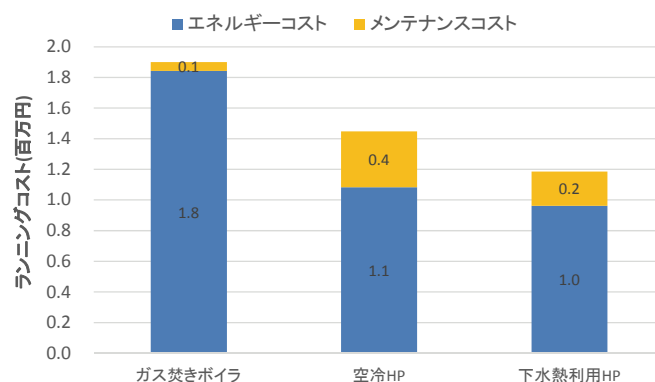


図 4-122 各システムのランニングコスト

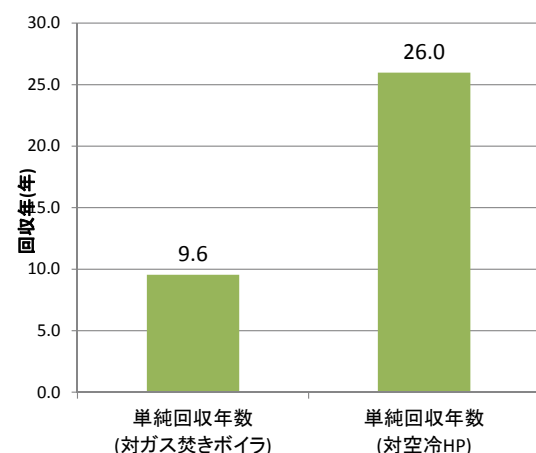


図 4-123 従来システムに対する
単純回収年数

◆インシヤルコスト

表 4-77、図 4-121 に各システムにかかるインシヤルコストを示す。表 4-77 より、ガスボイラ方式のインシヤルコストは3,818,719 円、空冷 HP 方式は6,534,990 円、下水熱利用方式は6,830,000 円である。また、下水熱利用システムのコスト比率はガス・空冷に対してそれぞれ 179%、105%であった。これは、下水熱利用システムが大量に導入された場合(今回は 1,000 セット販売時を想定)に、熱源機一台あたりの価格が大幅に下がるため、下水熱利用システムのみにかかる工事コストを考慮しても、下水熱利用システムの価格を抑える事が出来るためであると考えられる。

◆ランニングコスト(エネルギーコスト+メンテナンスコスト)


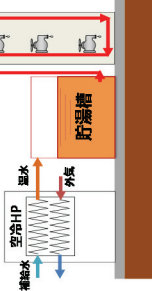
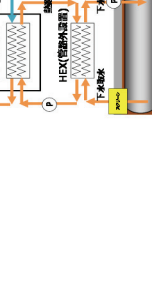
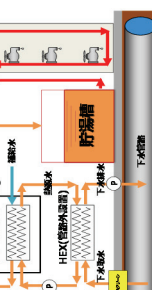
図 4-122 に各システムのランニングコストを示す。図 4-122 よりランニングコストについては最も下水熱利用システムが最も低い結果となった。これは、下水熱源を用いる事で熱源機器自体の効率がその他の熱源機器に比べて最も高いためである。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

◆償却年数

図 4-123 に従来システムそれぞれに対する下水熱利用システムの単純回収年数を示す。ガスボイラ方式・空冷方式それぞれに対して、約 9.6 年と約 26 年という結果になる。検討結果をみると、普及が 30kW 相当の加熱能力に対しての規模であれば導入は困難であるということがわかる。ただ、これは、規模が小さい加熱能力に対するものなので、スケールメリットが大きくなれば、より導入効果であるランニングコストの差が出るため、単純回収年数が短縮されることが推測できる。また、スクリーン、熱交換器、水熱源ヒートポンプの各メーカーによる低コスト化競争が進めば、さらに単純回収年数が短縮されることとなる。なお、本検討結果においても、1/2 補助金の活用などを行えば、ガスボイラ方式と比べると 4.8 年となり、十分な導入条件となりえる。

表 4-77 各システムの機器・工事コスト単価一覧

項目	原価（ガスボイラ方式）					原価（空冷HP方式）					原価（埋込ヒートポンプ方式）					新設導入（下水利用ヒートポンプ方式）											
システム図																											
	名 称	積算・条件	単位	数量	単価[円]	名 称	積算・条件	単位	数量	単価[円]	名 称	積算・条件	単位	数量	単価[円]	名 称	積算・条件	単位	数量	単価[円]							
	下水利用ヒートポンプ					下水利用ヒートポンプ					下水利用ヒートポンプ					下水利用ヒートポンプ											
	熱源水ポンプ					熱源水ポンプ					熱源水ポンプ					熱源水ポンプ											
	ポンプ制御盤					ポンプ制御盤					ポンプ制御盤					ポンプ制御盤											
	下水取水ポンプ					下水取水ポンプ					下水取水ポンプ					下水取水ポンプ											
	ポンプ制御盤					ポンプ制御盤					ポンプ制御盤					ポンプ制御盤											
	貯湯槽					貯湯槽					貯湯槽					貯湯槽											
	下水熱交換機					下水熱交換機					下水熱交換機					下水熱交換機											
	土工事					土工事					土工事					土工事											
スクリーン					スクリーン					スクリーン					スクリーン												
熱源水配管					熱源水配管					熱源水配管					熱源水配管												
下水取水配管					下水取水配管					下水取水配管					下水取水配管												
土工事（下水取水配管）					土工事（下水取水配管）					土工事（下水取水配管）					土工事（下水取水配管）												
イニシャルコスト	ガスボイラ	40.7KW	基	1	387,204	空冷HP	40KW	基	1	2,432,204	2,432,000	地下利用ヒートポンプ	30KW	基	1	1,488,737	1,488,688	埋込ヒートポンプ	40.7KW	基	1	1,488,737	1,488,688				
	貯湯槽	6m3	基	1	0	2,488,000	貯湯槽	6m3	基	1	0	2,488,000	熱源水ポンプ	50mm×5.5KW	台	1	68,654	熱源水ポンプ	50mm×5.5KW	台	1	68,654					
	直接工事費				2,875,000	直接工事費				4,920,000	4,920,000	ポンプ制御盤	1台	1	82,523	ポンプ制御盤	1台	1	82,523	ポンプ制御盤	1台	1	82,523				
	間接工事費				431,250	間接工事費				738,000	738,000	下水取水ポンプ	50mm×2.2KW	台	1	54,438	下水取水ポンプ	50mm×2.2KW	台	1	54,438	下水取水ポンプ	50mm×2.2KW	台	1	54,438	
	工事原価				3,306,250	工事原価				5,658,000	5,658,000	ポンプ制御盤	1台	1	82,523	ポンプ制御盤	1台	1	82,523	ポンプ制御盤	1台	1	82,523	ポンプ制御盤	1台	1	82,523
	消費税				165,313	消費税				282,900	282,900	貯湯槽	15m3	基	1	862,595	貯湯槽	15m3	基	1	862,595	貯湯槽	15m3	基	1	862,595	
	工事価格				3,471,563	工事価格				5,940,900	5,940,900	下水熱交換機	85KW	基	3	1,073,775	下水熱交換機	85KW	基	3	1,073,775	下水熱交換機	85KW	基	3	1,073,775	
	設計料				347,156	設計料				594,090	594,090	土工事	400/min	基	1	190,705	土工事	400/min	基	1	190,705	土工事	400/min	基	1	190,705	
	計				3,818,719	計				6,534,990	6,534,990	スクリーン	SGP(VA)-65A	m	100	3,069	スクリーン	SGP(VA)-65A	m	100	3,069	スクリーン	SGP(VA)-65A	m	100	3,069	
													熱源水配管	SGP(VD)-80A	m	50	3,360	熱源水配管	SGP(VD)-80A	m	50	3,360	熱源水配管	SGP(VD)-80A	m	50	3,360
メンテナンスコスト	イニシャルコスト(円)				3,818,719	イニシャルコスト(円)				6,534,990	イニシャルコスト計(円)					イニシャルコスト計(円)						イニシャルコスト計(円)					
	メンテナンスコスト(円)				58,050	メンテナンスコスト(円)				364,800	メンテナンスコスト(円)					メンテナンスコスト(円)						メンテナンスコスト(円)					
	差額(円)				-	差額(円)				-	-	差額(円)					差額(円)					差額(円)					
	比率				100%	比率				-	-	比率(対ガス、空冷)					比率(対ガス、空冷)					比率(対ガス、空冷)					

4.10 下水熱利用による一次エネルギー削減原単位の作成

大阪市全域など下水熱利用システムの広域な範囲で導入効果を試算するためには、一次エネルギー削減効果および採熱量を原単位化(1m²あたりの値)し、エリアで評価する際には導入を検討する各原単位に建物延床面積を乗じる手法を考える。図 4-124 に各種原単位算出までのフローを示す。また、以下のⅠ～Ⅳに各手順の詳細を示す。

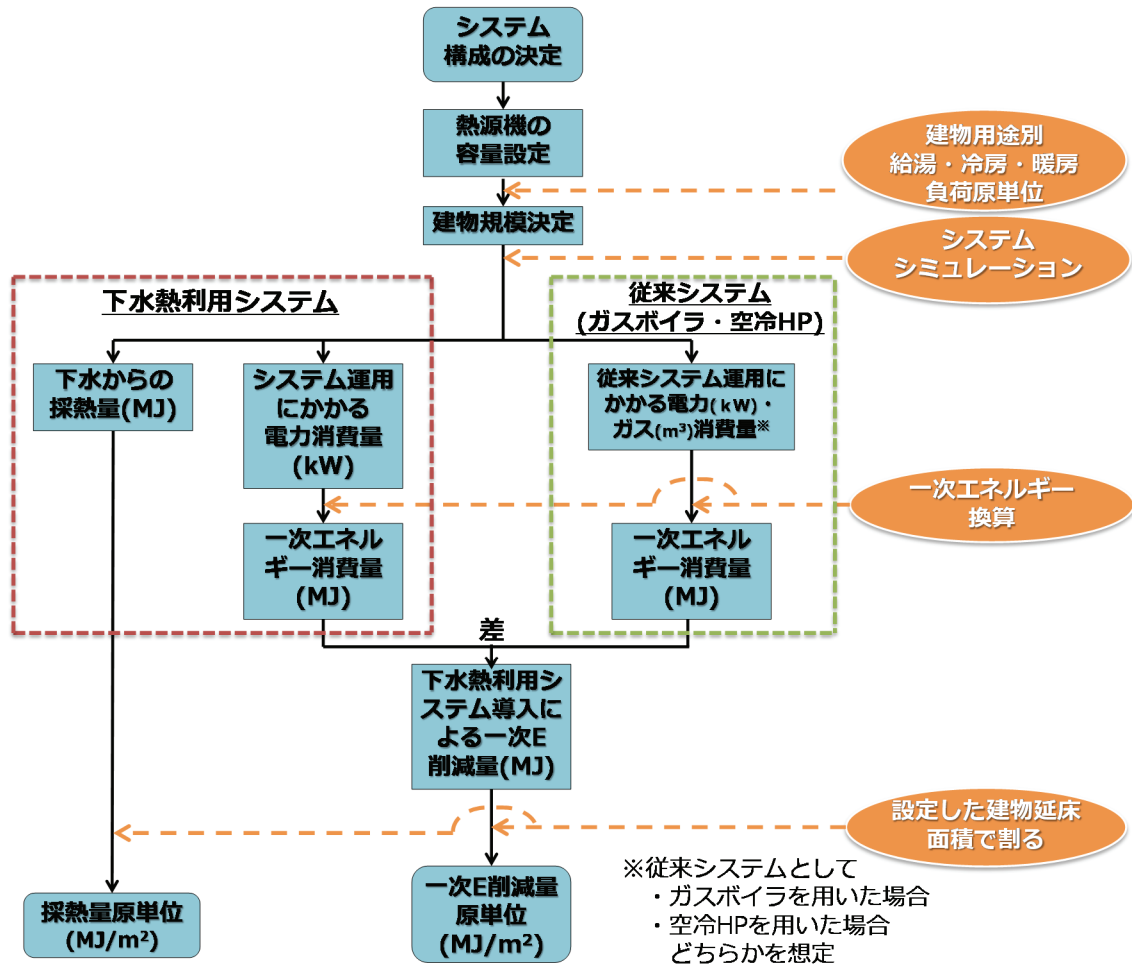


図 4-124 一次エネルギー消費量原単位、採熱量原単位作成のフロー

I. システム構成の決定

原単位作成の際に考える，下水熱利用システムおよび従来システムのシステム構成を図 4-125，図 4-126 に示す．

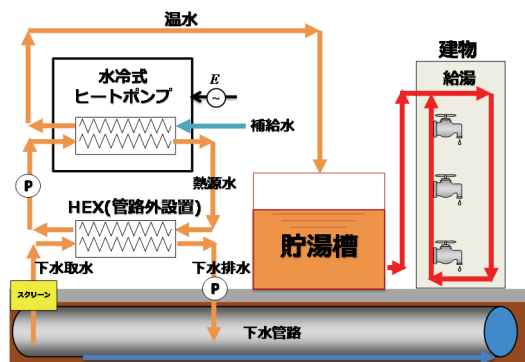


図 4-125 下水熱利用システムの構成

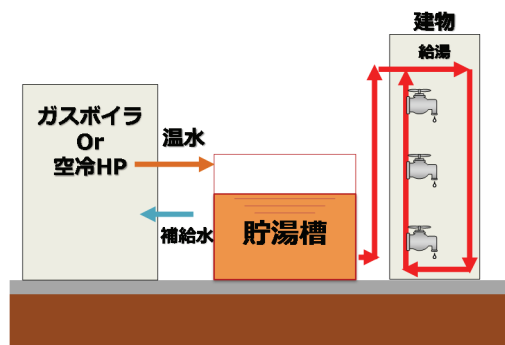


図 4-126 従来システムの構成

II. 熱源機の容量設定・建物規模の決定

建物の規模は熱源機を一日の中で、20時間連続運転した時の日積算熱源機出力に見合う日積算給湯負荷を持つ延床面積を建物用途別・熱源機容量別(極小規模・小規模・中規模・大規模)に算出した。建物モデルの設定イメージを図4-127に示す。また、この方法で設定した建物用途別・規模別の建物モデル延床面積を表4-78に示す。

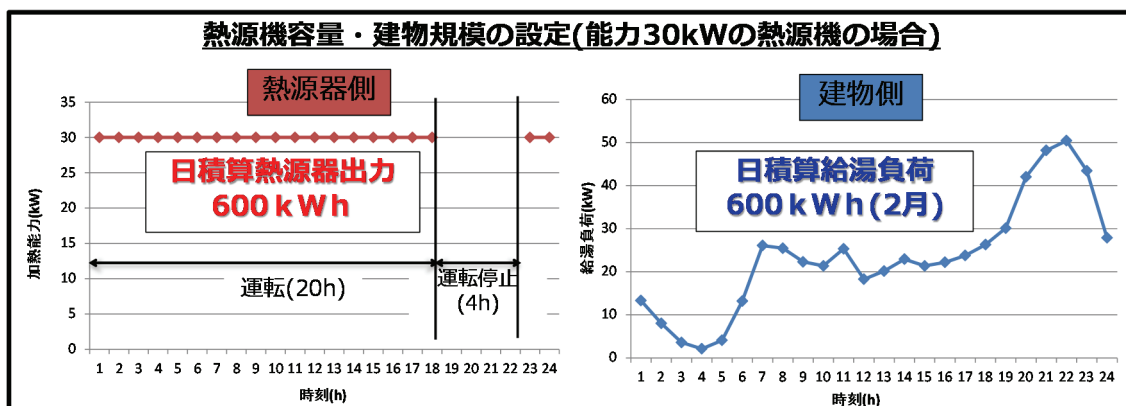


図 4-127 建物モデル設定イメージ(例：極小規模用熱源機 定格能力 30 k W/台の場合)

表 4-78 建物用途別・熱源機能力別建物モデル延床面積

メーカー	熱源機定格 能力(kW)	建物用途別・規模別モデル延床面積(m ²)			
		集合住宅	業務施設	宿泊施設	医療施設
A 社(極小規模)	30	4,113	40,724	1,793	1,927
B 社(小規模)	58	7,952	78,733	3,468	3,726
C 社(中規模)	101.8	13,957	138,501	6,085	6,577
A 社(大規模)	547	75,000	744,750	32,700	35,350

III. 下水熱利用システム導入による一次エネルギー削減量・下水からの採熱量の算出

下水熱利用システム導入による従来システムと比べた年間一次エネルギー削減量算出のイメージを図 4-128 に示す。また、この方法によって算出した一棟当たりの建物規模別年間一次エネルギー削減量および下水からの採熱量を表 4-79 に示す。

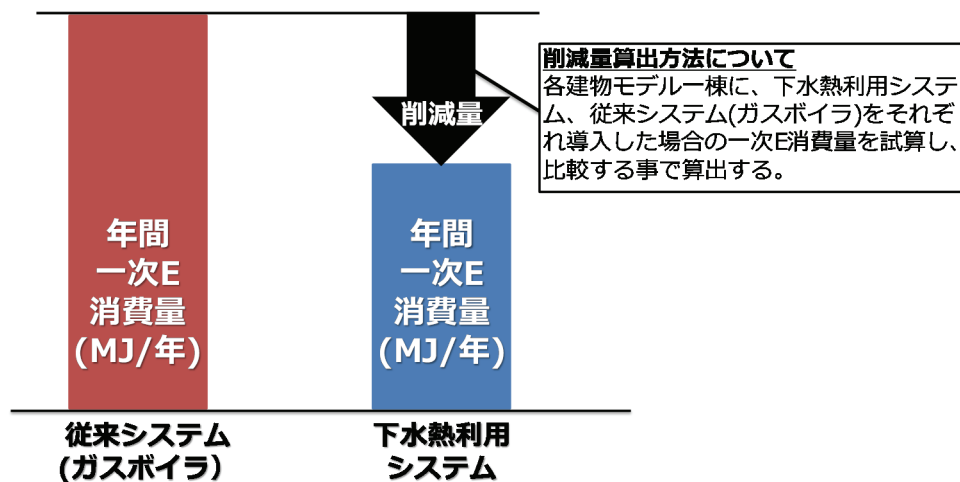


図 4-128 従来システムと比べた年間一次エネルギー削減量算出のイメージ

表 4-79 建物規模別年間一次エネルギー削減量・採熱量

	熱源機容量 (kW/台)	一次エネルギー 削減量(MJ/年)	採熱量(kwh/年)
極小規模建物	30	3.33	11,950
小規模建物	58	9.84	253,898
中規模建物	101.8	16.7	411,343
大規模建物	547	64.3	2,121,735

第4章 下水熱利用導入効果の検討

IV. 一次エネルギー削減量、採熱量原単位の作成

Ⅲで算出した一棟当たりの建物規模別の年間一次エネルギー削減量および下水からの採熱量を原単位化(1m²当たりの年間原油削減量)する。各原単位の算出式を以下に示す。

◆建物用途別一次エネルギー削減量原単位(MJ/m²・年)

$$= \text{建物規模別一次エネルギー削減量(MJ/年)} \div \text{用途別建物モデル延床面積(m}^2\text{)}$$

◆建物用途別採熱量原単位(MJ/m²・年)

$$= \text{建物規模別採熱量(MJ/年)} \div \text{用途別建物モデル延床面積(m}^2\text{)}$$

この方法で算出した建物用途別・規模別の年間原油削減量原単位を表 4-80、表 4-81 に示す。

表 4-80 建物用途別・規模別一次エネルギー削減効果原単位

建物規模	建物用途別・規模別年間一次 E 削減量原単位(MJ/年・m ²)			
	集合住宅	業務施設	宿泊施設	医療施設
極小規模建物	31.0	3.1	71.0	66
小規模建物	47.3	4.8	108.4	101
中規模建物	45.8	4.6	105.1	97
大規模建物	32.7	3.3	75.1	69

表 4-81 建物用途別・規模別採熱量原単位

建物規模	建物用途別・規模別採熱量原単位(kwh/年・m ²)			
	集合住宅	業務施設	宿泊施設	医療施設
極小規模建物	29.1	2.9	66.7	62.1
小規模建物	31.9	3.2	73.2	68.1
中規模建物	29.5	3.0	67.6	62.5
大規模建物	28.3	2.8	64.9	60.0

4.11 まとめ

本章では、下水熱利用システムの導入効果の検討を行った。検討のために用いた、システムシミュレーション手法を示し、またイニシャルコストやランニングコストなど下水熱利用システムの設計から運用に必要な各種コストを算出するロジックを示した。また、確立したシミュレーション手法の妥当性を確認するために未処理下水を用いた実環境試験での実験結果とシミュレーションでの試算値を比較した。その結果、下水熱利用システムにおける実測値とシミュレーションによる COP の誤差率が 10%~30%であった。このような実環境下での水熱源ヒートポンプの運転状態をシミュレーションでは、完全に再現出来ていない要因を明確にすることはできないが、導入効果の概算値を試算するには十分な精度であると考えられる。

次に、提案したシミュレーション手法を用いて、給湯や空調など用途の違いや貯湯槽の有無など複数のシステムパターンを設定し、各パターンで下水熱利用システムシミュレーションを行い、従来システム比べた下水熱利用システムの導入効果を定量的に示した。30kW の給湯加熱能力を賄う下水熱利用システムとガスボイラーの現状システムとで、一次エネルギー消費量において三菱重工社製水冷ヒートポンプを適用した場合との比較で 19%削減、空冷ヒートポンプとでは、10.9%の削減効果が見込めることがわかった。また、同条件においてゼネラルヒートポンプ社製水冷ヒートポンプを適用した場合との比較で、39.3%削減、空冷ヒートポンプとでは、33.2%の削減効果が見込めることがわかった。本章では給湯利用の場合のみではあるが、イニシャルコスト、ランニングコストまで考慮して下水熱利用システムの導入効果を試算し、ガスボイラ方式・空冷 HP 方式それぞれの場合に対して単純回収年数が 9.6 年、26 年であるという結果が得られた。この結果、30kW の加熱能力相当では下水熱利用システムの適用は困難であるが、規模が大きくなりスケールメリットが出ると単純回収年数が短縮されることが推測できる。ただし、30kW の加熱能力相当においても、1/2 補助金などを活用することが出来れば、単純回収年数もガスボイラ方式であれば 4.8 年となるため導入見込みがあることがいえる。

今後の課題としては、シミュレーション手法のある程度の妥当性が確認されたが、さらなる精度の向上のためには手法をさらに精査する事が必要である。また、イニシャルコストまで含めた下水熱利用システムの導入効果の試算では給湯利用の場合のみについて示したが、空調利用の場合の試算も行う必要がある。

第4章 下水熱利用導入効果の検討

【参考文献】

- [24] 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課 LCEM ツール ver3.02 主要オブジェクトの計算アルゴリズム, 平成 21 年 8 月
- [25] 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課 LCEM ツール ver3.02 操作説明書, 平成 21 年 8 月
- [26] 奥田誠一他 排熱有効利用による CO2 排出量削減を実現するターボ圧縮式ヒートポンプの開発, 三菱重工技報 Vol.47 No.1(2010)p59-63
- [27] ゼネラルヒートポンプ工業株式会社, ゼネラルヒートポンプ工業電子カタログ
- [28] 横山良平 他, 『CO2 ヒートポンプ給湯システムの数値シミュレーションによる性能分析 (第 2 報, 貯湯槽のモデル化とシステムの分析)』, 日本機械学会論文集 (B 編) 71 巻 712 号, 2005-12
- [29] 三毛 正仁 他, 渦巻ポンプの特性近似式の提案, 空気調和衛生工学会論文集 No.126, 2007 年 9 月, pp19-26
- [30] ゼネラルヒートポンプ工業株式会社, ZQH-10W10-K-A 機器仕様
- [31] 三菱重工業株式会社, 水冷ヒートポンプ要素チラーMVCP81W 機器仕様
- [32] ダイキン工業株式会社, SRPW415CR 機器仕様
- [33] 関西電力株式会社ホームページ: http://www1.kepc.co.jp/energy/kaitori/re_energy1.html
- [34] 大阪ガス株式会社ホームページ: <http://ene.osakagas.co.jp/price/agreement.html>
- [35] 公共建築工事積算基準 (平成 23 年度版) 国土交通省大臣官房官庁営繕部 監修, 財団法人 建築コスト管理システム研究所
- [36] 機械設備工事積算実務マニュアル (平成 25 年度版), 有限会社全日出版社

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

5.1 はじめに

本章では、第 3 章、第 4 章での検討結果を用い、都市部の広域的な範囲で導入可能性を検討する。検討は、まず下水流量と温度を推定し、下水熱ポテンシャルを求める。そして、これに建物側の給湯熱需要量との関係を熱需給比率として整理し、熱需給マップを作成する。下水熱利用システムの導入可能性は、作成した熱需給マップより、熱需給比率の比較検討を行うことで判断を行い、本章では、これらの検討手法を示す。なお、地方自治体全域や 1 つの下水処理区規模など広域なエリアを検討対象とする手法であるため、低炭素化社会へ向けた、施策の検討などに活用できるものである。

5.2 広域エリアにおける検討の意義

下水管路は都市域にネットワーク状に広がるインフラ設備であるため、管路を活用した下水熱利用システムの導入を考える際、建物一棟単位だけではなく、広範囲なエリア規模で熱利用システムの導入検討を行う事が有効である。そのため、広域でシステムの導入検討を行うことは、今後の下水熱利用システム普及促進に向けて非常に意義があると考えられる。

そこで、本論文では地域レベルでのエネルギーシステム構築の可能性を検討するために、GIS (Geographic Information System, 地理情報システム) を使って、熱源となる下水管路とその周辺エリアの熱需要量との空間情報を把握し、熱需要供給の関係を数値的に検討する。また、下水がもつ熱賦存量や建物の熱需要量を可視化するためにそれらを地図上に反映し、下水熱ポテンシャルマップを作成する。下水熱ポテンシャルマップの詳細については以下に示す。

1. 下水熱ポテンシャルマップの有用性

熱需要が大きい都市においては、下水熱が豊富に存在することから、これを冷暖房や給湯等の熱源に活用することで、温室効果ガス排出量の削減等に大きく貢献できる可能性を有している。

しかしながら、現在、下水熱ポテンシャルに関する情報が十分に整備されていないため、下水熱の利用を検討するにあたっては、下水熱利用者が事業案件毎に詳細な調査を実施しなければならず、事業化に至るまでに費用と時間が掛かることが課題となっている。

このため、地方公共団体において、下水熱ポテンシャルに関する情報基盤整備の一環として、下水熱の賦存量や存在位置を GIS 上で容易に把握できる「下水熱ポテンシャルマップ」を作成することが、下水熱利用の普及に有用であると思われる。本論文で定義する下水熱ポテンシャルマップとは、下水熱を利用するために、都市内に張り巡らされた下水管路網における流量を推計し、下水熱の推定賦存量をまとめ、可視化したものとする。

この、下水熱ポテンシャルマップが作成されると、民間事業者等の下水熱利用者に下水熱の賦存量や存在位置を提示して下水熱利用の導入を促す普及ツールの一つとなると考えられる。そのため、地方公共団体の下水道部局と都市開発部局、都市計画部局、環境部局等が連携して取りまとめることで、まちづくりの構想段階から下水熱の利用を提案することや、民間事業者による施設建設や設備改修の時期に合わせた下水熱利用が促進されることを想定している。本論文では、下水熱の供給側となる地方公共団体側の視点において作成できる手法を提示することとし、研究成果がその一助となることを考えている。

II. 下水熱ポテンシャルマップの利用場面と種類

下水熱利用の事業化に至るプロセスは、大きく「構想段階」と「事業化段階」に大別される。図 5-1 にそれぞれの段階において想定される利用場面を示す。

1. 構想段階

- まちづくり計画等において再生可能エネルギーの導入が検討され、その際に下水熱利用が候補となり、設備の種類等の選定を行う段階である。
- この段階では、都市・地域レベルの広域的な範囲において、簡便に下水熱ポテンシャルを把握できるポテンシャルマップの活用が想定される。
- 下水熱利用の事業化に向けては、地方公共団体の下水道部局のみならず、開発事業を所管する都市整備部局、都市計画部局や、地球温暖化対策を所管する環境部局との連携が重要となる。ポテンシャルマップをこれらの部局と民間事業者の間で共有し、これを接点として、開発計画の初期段階より密接な連携を実現することで、円滑な事業化が期待される。

2. 事業化段階

- 特定の事業化検討対象地区において、具体の FS（フィージビリティ・スタディ）調査を実施し、民間事業者がシステム設計や経済性・環境性等の事前評価を行う段階である。
- この段階では、特定の地区においてより詳細・精確なポテンシャルを把握できるポテンシャルマップの活用が想定される。

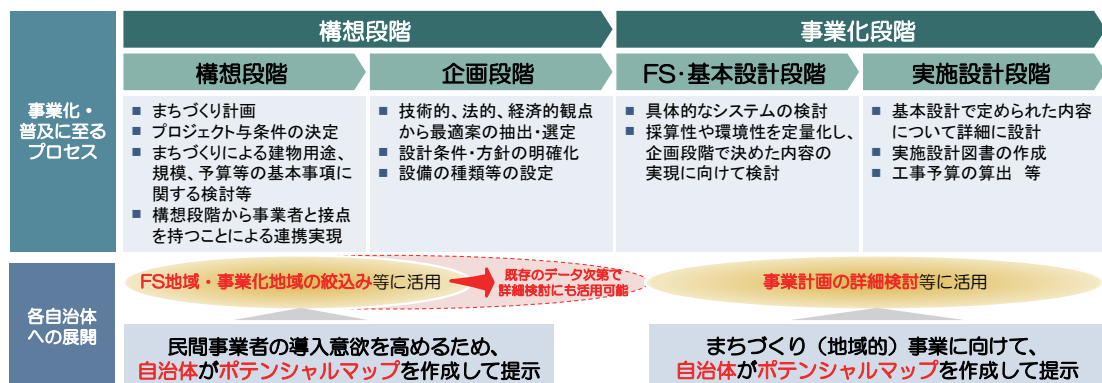


図 5-1 下水熱ポテンシャルマップの種類と利用場面

5.3 建物側熱需要量の推定手法について

本章での広域エリアにおける下水熱利用マッチング検討は、供給側の下水熱ポテンシャルと需要側の熱需要量との熱受給比率により適応可能性を検討する手法を示す。

そこで、まずは建物熱需要量の算出手法について示す。建物熱需要量の算出時に使用する熱負荷原単位は、「地域冷暖房技術手引書<改訂新版>：社団法人日本地域冷暖房協会」から（社）空気調和・衛生工学会『CGS 設計に関する研究』からの値を使用する。使用した最大熱負荷原単位を表 5-1 に、年間熱負荷原単位を表 5-2 に示す。

表 5-1 最大熱負荷原単位^[37]

文献(資料番号)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
建物用途	「コンパクトエネルギーシステム開発」	「分散型電源システムの最適化に関する調査」	「建築の光熱水費」	「地舎に関する一般的調査」	「建築設計資料集」	「最近の竣工建築物」 ^{*5}	「大規模CCSの導入評価」	「水世代CCS技術研究会」	「地舎推進に関する指導要綱」	「CCS設計に関する研究」 ^{*5}	CCS設計施工マニキュアル	「全国主要都市の熱負荷」 ^{*6}
集合住宅	IBEC	NIRA	尾島俊雄 著	東京都公営局	日本建築学会	(社)空気調和・衛生工学会	(株)日本ガス協会	(株)日本ガス協会	東京都環境保全局	(社)空気調和・衛生工学会	REALIZE, INC	東京
	3 000	—	—	—	—	27 (W/m ²)	3 000	—	—	30 (W/m ²)	—	—
	4 000	—	—	—	—	59 (kcal/m ² h)	4 000	—	—	40 (kcal/m ² h)	—	80 (kcal/m ² h)
	3 000	—	—	—	—	69 (kcal/m ² h)	3 000	—	—	30 (kcal/m ² h)	—	30 (kcal/m ² h)
業務施設	1 600	—	—	—	—	—	1 600	—	—	16 (kcal/m ² h)	—	—
	45	60~75	—/60 ^{*1}	—	66	74	45	—	—	50	—	—
	80	90	91/73 ^{*1}	80	88	95	80	90	54~107 ^{*7}	90	90.5	80
	60	60	103/71 [†]	90	104	85	60	65	44~81 ^{*7}	50	69.8	90
商業施設	5	0.8	(ボイラ出力)	1	(ボイラ出力)	—	5	5	4.0~6.5 ^{*7}	14	0.77	—
	80	100	115/107 ^{*2}	—	49	79	80	—	—	70	—	—
	120	149	174/145 ^{*2}	120/100 ^{*4}	122	98	120	140	56~98	120	149	120
	60	86	117/70 ^{*2}	70/145 ^{*4}	61	83	60	50	22~52	80	85.7	70
宿泊施設	10	2.8~3.0	(ボイラ出力)	3/45 ^{*4}	(ボイラ出力)	—	10	10	—	20	2.75	—
	45	60~75	—	—	34	68	45	—	—	50	—	—
	60	68~70	82 ^{*3}	80	73	89	60	70	48~72	75	67.5	80
	80	44~45	163 ^{*3}	130	156	142	80	55	43~75	67	38.4	130
医療施設	25	38~40	(ボイラ出力)	23	(ボイラ出力)	—	25	25	13~26	100	38.0	—
	50	75~100	—	—	—	63	50	—	—	50	—	—
	100	73	—	80	—	102	100	100	55~84	90	72.5	15
	130	57	—	150	282	181	130	80	96~134	82	57.0	100
	90	20	—	23	(ボイラ出力)	—	30	30	—	40	19.9	—

*1 '75年、'79年 *2 デパート/スーパーともに '75年 *3 '67年 *4 デパート/飲食店 *5 昭和58年~60年の平均値 *6 「全国版」あり *7 事務所は小規模の値を示す

(注) 出典が kcal/m²・h のためそのまま掲載した。W/m²への換算は数値に 1.163 を乗じる。

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

表 5-2 年間熱負荷原単位^[37]

文献 (資料番号)		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
建物用途	エネルギー種類	「コンパクト エネルギー系」 システム開発 IBEC	「分散型電源 システムの最 適化に関する 調査」 NIRA	「建築の光熱 水費」 尾島俊雄著	「地冷に関する 一般的調査」 東京都公害局	「建築設計資 料集成」 日本建築学会	「最近の竣工 建物事例」 ¹⁵ (社)空気調和 ・衛生工学会	「大規模CGS の導入評価」 (社)日本ガス協会	「次世代CGS 技術研究会」 (社)日本ガス協会	「地域冷暖房 に関する指 導要綱」 東京都環境保全	「CGS設計に 関する研究」 ¹⁶ (社)空気調和 ・衛生工学会	「CGS設計施工 マニュアル」 REALIZE,INC	「全国主要都 市の熱負荷」 ¹⁶ 東京
	エネルギー単位	電力 (kWh/年・戸) 冷房 (Mcal/年・戸) 暖房 (Mcal/年・戸) 給湯 (Mcal/年・戸)	2 100 800 2 000 3 000	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	2 100 800 2 000 3 000	— — — —	— — — —	21 (W/m ²) 8 (Mcal/m ² ・h) 20 (Mcal/m ² ・h) 30 (Mcal/m ² ・h)	— — — —
業務施設	電力 (kWh/m ² ・年)	100	162	133/148				100	—	—	156	—	—
	冷房 (Mcal/m ² ・年)	64	42	57/1 ¹				64	75	25～49 ⁷	70	41.8	45
	暖房 (Mcal/m ² ・年)	30	22	33/34 ¹¹				30	37	27～62 ⁷	31	24.1	43
	給湯 (Mcal/m ² ・年)	2.5	0.8～1.0	(ボイラ出)				2.5	3	3.1～4.4 ⁷	2.2	0.81	—
商業施設	電力 (kWh/m ² ・年)	210	271	233/297				210	—	—	226	—	—
	冷房 (Mcal/m ² ・年)	120	91					120	112	89～151	125	91.3	96
	暖房 (Mcal/m ² ・年)	18	32	22/23 ¹²				18	30	17～46	35	32.8	24
	給湯 (Mcal/m ² ・年)	5	2.3～2.5	(ボイラ出)				5	10	—	23	2.3	—
宿泊施設	電力 (kWh/m ² ・年)	135	203	168 ¹³				135	—	—	200	—	—
	冷房 (Mcal/m ² ・年)	60	41	108 ¹³				60	77	77～134	100	40.6	104
	暖房 (Mcal/m ² ・年)	96	49	87 ¹³				96	72	105～201	80	48.8	137
	給湯 (Mcal/m ² ・年)	12.5	122	(ボイラ出)				12.5	128	15～25	80	120.3	—
医療施設	電力 (kWh/m ² ・年)	90	128	—				90	—	—	170	—	—
	冷房 (Mcal/m ² ・年)	50	110	—				50	80	35～53	80	111.0	3
	暖房 (Mcal/m ² ・年)	100	47	—				100	103	195～260	74	49.5	87
	給湯 (Mcal/m ² ・年)	180	66	—				73	74	—	80	65.7	—

※出典先の集合住宅における原単位の単位に以下の訂正がある。
年間電力負荷原単位 (W/m²→kWh/m²)
年間冷房負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)
年間暖房負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)
年間給湯負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)

※出典先の集合住宅における原単位の単位に以下の訂正がある。
 年間電力負荷原単位 (W/m²→kWh/m²)
 年間冷房負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)
 年間暖房負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)
 年間給湯負荷原単位 (Mcal/m²・h→Mcal/m²・年)

*1 75年/79年 *2 デパート/スーパーともに75年 *3 67年 *4 デパート/飲食店 *5 昭和58年~60年の平均値 *6 「全国版」あり *7 事務所は小規模の値を示す
 注) 出典が Mcal/m²・年のためそのまま掲載した。MJ/m²・年への換算は数値に4.186を乗じる。

I. 熱需要量算出式

地域エネルギーシステムを検討する際には、熱源側建物が供給側建物となり、その熱を利用する建物は需要側建物となる。一方で、各建物側の視点で見たときには熱負荷という言葉に置き換えられる。つまり、熱負荷＝熱需要となる。そこで、本論文では、熱負荷＝熱需要を同定義とみなして検討を行う。

熱需要量を算出するにあたり、建物用途を6つに分類し、それぞれについて以降に示す熱需要量の算出式を適用した。表5-3に建物用途の分類を示す。

表 5-3 建物用途の分類

	建物用途	建物例
1	集合住宅	マンション等
2	業務施設	オフィスビル等
3	商業施設	デパート等
4	宿泊施設	ホテル等
5	医療施設	病院
6	その他	駐車場等

以下に、熱負荷量算出のための計算式を式5-1～式5-4に示す。

■最大負荷計算式

$$\begin{aligned} \text{最大暖房負荷(MW)} &= \text{最大暖房負荷原単位(kcal/m}^2\text{ h)} \times \text{延べ床面積(m}^2\text{)} \\ &\quad \times 4.2 / 60 / 60 / 1000 \end{aligned} \quad \text{式 5-1}$$

$$\begin{aligned} \text{最大給湯負荷(MW)} &= \text{最大給湯負荷原単位(kcal/m}^2\text{ h)} \times \text{延べ床面積(m}^2\text{)} \\ &\quad \times 4.2 / 60 / 60 / 1000 \end{aligned} \quad \text{式 5-2}$$

■年間負荷計算式

$$\begin{aligned} \text{年間暖房負荷(MWh/年)} &= \text{年間暖房負荷原単位(Mcal/m}^2\text{・年)} \\ &\quad \times \text{延べ床面積(m}^2\text{)} \times 4.2 / 3600 \end{aligned} \quad \text{式 5-3}$$

$$\begin{aligned} \text{年間給湯負荷(MWh/年)} &= \text{年間給湯負荷原単位(Mcal/m}^2\text{・年)} \\ &\quad \times \text{延べ床面積(m}^2\text{)} \times 4.2 / 3600 \end{aligned} \quad \text{式 5-4}$$

■2月・8月負荷計算式

2月、8月の熱負荷量を計算するために年間熱負荷に対する各月の変動が必要となる。本調査では、表4-6に示す空気調和衛生工学会の値を用いるものとする。

表 5-4 2月, 8月における負荷変動比

建物用途	集合住宅	業務施設	商業施設	宿泊施設	医療施設	その他
2月暖房負荷変動比	0.2003	0.2279	0.2964	0.1787	0.212	0
2月給湯負荷変動比	0.1255	0.1724	0.0802	0.1007	0.0998	0
8月暖房負荷変動比	0	0	0	0	0	0
8月給湯負荷変動比	0.0376	0.0345	0.0784	0.0623	0.0554	0

表 5-4 を使用して 2 月と 8 月における熱負荷量算出式を以下の式 5-5, 式 5-6 に示す.

$$\begin{aligned} \cdot 2 \text{ 月暖房負荷(MWh/2 月)} &= \text{年間暖房負荷原単位(Mcal/m}^2 \cdot \text{年)} \\ &\quad \times 2 \text{ 月暖房負荷変動比率} \times \text{延べ床面積(m}^2) \times 4.2 / 3600 \end{aligned} \quad \text{式 5-5}$$

$$\begin{aligned} \cdot 2 \text{ 月給湯負荷(MWh/2 月)} &= \text{年間給湯負荷原単位(Mcal/m}^2 \cdot \text{年)} \\ &\quad \times 2 \text{ 月給湯負荷変動比率} \times \text{延べ床面積(m}^2) \times 4.2 / 3600 \end{aligned} \quad \text{式 5-6}$$

なお, 8 月も同様の計算方法である.

II. 期間熱需要量における検討

下水熱を利用したエネルギーシステムを設計する際には, 最大熱需要量 (=最大熱負荷量) と下水熱ポテンシャル量との関係について検討を行う必要がある. そこで, 本節においては, 最大暖房負荷, 最大給湯負荷について検討を行う.

しかし, 式 5-1~式 5-6 から算出された熱需要量は, 負荷の時刻変動が考慮されていない. そのため, この熱需要量と下水熱ポテンシャル量を単純に比較し, 下水熱ポテンシャル量全体のうちどの程度の量が利用できるかを検討するだけでは, 下水熱利用量は大きく見積もられてしまう.

そこで, 本論文では, 時刻変動を考慮した熱需要量と下水熱ポテンシャル量との比較検討を行う. これにより, 熱需要量と実際に利用できる下水熱ポテンシャル量との検討の精度を上げることが出来る. また, 時刻別に算出した熱需要量と下水熱ポテンシャル量において, 実際に利用可能な下水熱ポテンシャル量を下水熱利用量として算出する. 最後に, 総下水熱ポテンシャル量に対する下水熱利用量の割合を下水熱利用率で表す. 図 5-2, 図 5-3 に下水熱利用量算出のイメージ図を示す.

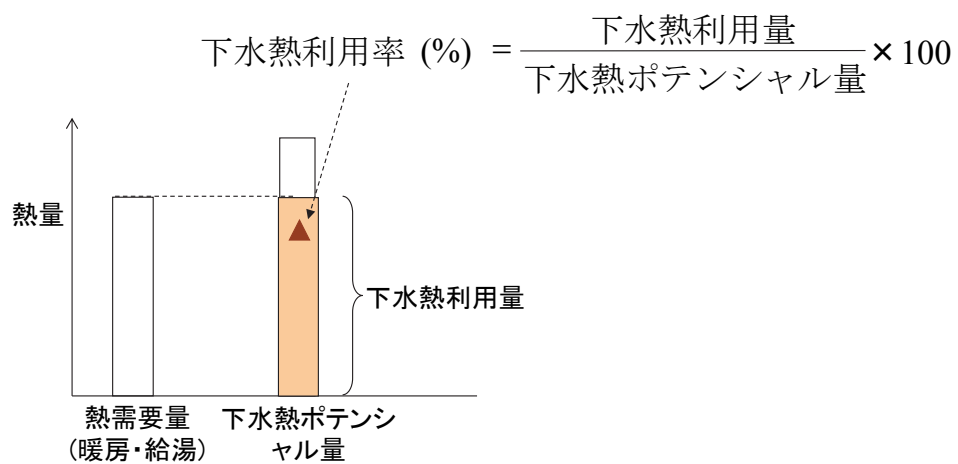


図 5-2 熱需要量<下水熱ポテンシャル量の場合

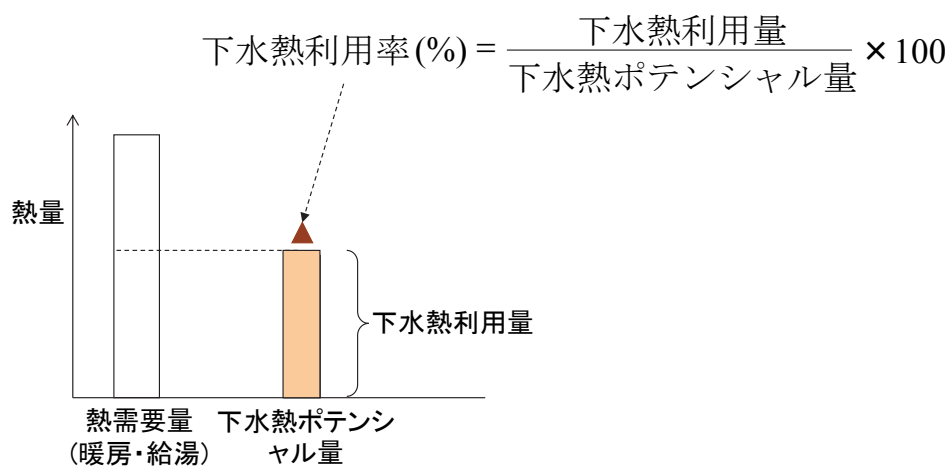


図 5-3 熱需要量>下水熱ポテンシャル量の場合

III. 時刻変動を考慮した下水熱賦存熱利用量の算出

時刻変動を考慮した熱負荷量算出のロジックを図 5-4 に示す。

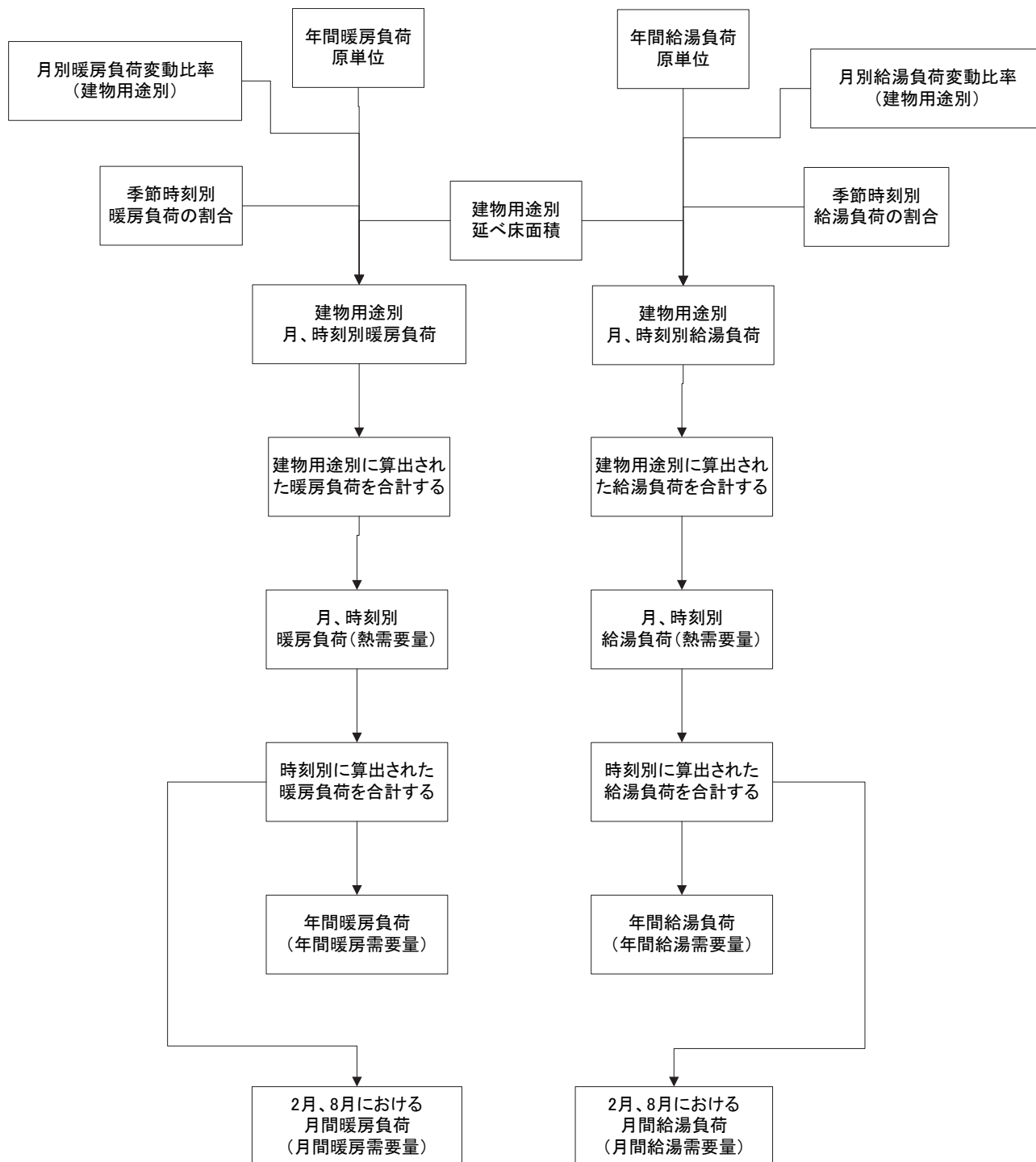


図 5-4 時刻変動を考慮した熱需要量算出のロジック

第5章 広域エリアにおける熱供給比率による 導入可能性に関する検討

本論文においては、熱需要量と熱負荷は同定義とする。時刻変動を考慮した熱需要量の算出は建物用途別に行う必要があり、年間給湯負荷、年間暖房負荷を月別、季節時刻別に算出していくことになる。まずは、順に算出に必要なデータを示すこととする。表 5-5 に建物用途別の月別熱負荷変動比率を示す。

表 5-5 各建物用途別の月別負荷変動比率と代表月に対する各月の割合^[37]

集合住宅	季節	変動比率(%)	
		給湯負荷	暖房負荷
1月	冬季	12.08	24.03
2月	冬季	12.55	20.03
3月	冬季	12.32	20.08
4月	中間期	10.32	8.11
5月	中間期	9.04	0
6月	夏季	6.76	0
7月	夏季	5.41	0
8月	夏季	3.76	0
9月	夏季	3.87	0
10月	中間期	6.22	0
11月	中間期	7.1	8.95
12月	冬季	10.57	18.77

業務施設	季節	変動比率(%)	
		給湯負荷	暖房負荷
1月	冬季	13.79	25.93
2月	冬季	17.24	22.79
3月	冬季	13.79	17.66
4月	中間期	10.34	4.27
5月	中間期	6.9	0
6月	夏季	3.45	0
7月	夏季	3.45	0
8月	夏季	3.45	0
9月	夏季	3.45	0
10月	中間期	6.9	0
11月	中間期	6.9	7.98
12月	冬季	13.34	21.37

商業施設	季節	変動比率(%)	
		給湯負荷	暖房負荷
1月	冬季	7.66	32.8
2月	冬季	8.02	19.64
3月	冬季	9.17	15.87
4月	中間期	9.07	0
5月	中間期	7.83	0
6月	夏季	7.26	0
7月	夏季	7.99	0
8月	夏季	7.84	0
9月	夏季	8.12	0
10月	中間期	7.62	0
11月	中間期	9.07	0
12月	冬季	10.35	21.69

宿泊施設	季節	変動比率(%)	
		給湯負荷	暖房負荷
1月	冬季	10.14	20.54
2月	冬季	10.07	17.87
3月	冬季	9.51	14.41
4月	中間期	8.65	3.07
5月	中間期	7.78	0
6月	夏季	7.33	0
7月	夏季	7.33	0
8月	夏季	6.23	0
9月	夏季	7.02	0
10月	中間期	7.58	0
11月	中間期	8.72	12.77
12月	冬季	9.64	18.83

医療施設	季節	変動比率(%)	
		給湯負荷	暖房負荷
1月	冬季	9.51	27.94
2月	冬季	998.00	21.2
3月	冬季	10.05	19.92
4月	中間期	9.85	2.67
5月	中間期	8.09	0
6月	夏季	7.88	0
7月	夏季	7.13	0
8月	夏季	5.54	0
9月	夏季	5.76	0
10月	中間期	7.88	0
11月	中間期	8.19	8.65
12月	冬季	10.14	20.07

次に、季節建物用途時刻別熱負荷変動比率を表 5-6、表 5-7 に示す。

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

表 5-6 季節建物用途時刻別給湯負荷変動^[37]

給湯	集合住宅			業務施設			商業施設	宿泊施設	医療施設		
	夏期	冬期	中間期	夏期	冬期	中間期			夏期	冬期	中間期
1:00	1.50	2.70	3.00	0.00	0.00	0.00	0.00	2.37	0.46	0.58	0.49
2:00	1.70	0.30	0.30	0.00	0.00	0.00	0.00	1.43	0.33	0.45	0.36
3:00	1.10	0.20	0.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.64	0.26	0.35	0.29
4:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.38	0.26	0.29	0.29
5:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.73	0.56	0.48	0.55
6:00	0.20	0.30	0.30	0.00	0.00	5.21	0.00	2.35	1.34	1.45	1.40
7:00	1.30	2.00	2.30	3.79	1.97	0.26	0.00	4.64	2.20	0.97	2.25
8:00	2.30	3.50	2.80	4.55	0.33	3.91	0.00	4.53	3.21	0.39	3.32
9:00	2.50	2.90	2.60	6.06	1.64	5.21	1.25	3.97	7.18	7.58	7.06
10:00	2.00	3.50	2.70	4.55	6.57	4.43	9.17	3.80	9.17	9.39	9.05
11:00	1.70	2.90	2.00	11.36	5.75	11.98	10.10	4.51	9.93	10.06	9.70
12:00	2.10	2.60	2.30	13.64	14.78	10.68	2.50	3.25	7.90	8.10	7.55
13:00	1.80	2.10	1.60	15.13	12.48	19.78	8.41	3.59	8.62	8.90	8.50
14:00	1.80	2.10	1.60	11.36	27.09	5.47	17.15	4.08	9.40	9.52	9.34
15:00	1.80	1.80	1.40	7.58	8.70	6.51	17.12	3.80	8.36	8.71	8.59
16:00	1.80	1.80	1.40	4.55	4.43	5.47	5.36	3.95	6.32	6.87	6.41
17:00	4.00	3.60	3.40	6.06	4.27	5.99	3.67	4.23	5.14	5.65	5.11
18:00	7.00	7.20	9.50	3.79	4.27	5.47	10.54	4.68	5.67	5.77	5.47
19:00	9.50	8.50	11.20	4.55	3.78	5.73	13.54	5.36	5.18	4.97	5.05
20:00	12.50	11.80	13.20	3.03	3.94	2.60	1.19	7.48	4.00	3.90	4.04
21:00	12.30	13.30	13.80	0.00	0.00	1.30	0.00	8.57	2.06	2.24	2.22
22:00	12.20	11.30	9.40	0.00	0.00	0.00	0.00	8.97	1.04	1.29	1.14
23:00	12.10	9.00	9.50	0.00	0.00	0.00	0.00	7.73	0.72	1.03	0.88
0:00	6.80	6.60	5.60	0.00	0.00	0.00	0.00	4.96	0.69	1.06	0.94

表 5-7 季節建物用途時刻別暖房負荷変動^[37]

暖房	集合住宅	業務施設		商業施設	宿泊施設		医療施設	
		冬期	中間期		冬期	中間期	冬期	中間期
1:00	4.00	0.00	0.00	0.00	3.05	5.35	0.20	2.70
2:00	2.60	0.00	0.00	0.00	3.43	3.21	0.30	2.60
3:00	1.80	0.00	0.00	0.00	3.81	2.67	0.30	2.50
4:00	1.80	0.00	0.00	0.00	3.43	2.41	0.30	2.50
5:00	1.80	0.00	0.00	0.00	3.05	2.41	0.30	2.40
6:00	2.30	0.00	0.00	0.00	3.05	2.67	5.10	3.40
7:00	3.10	0.30	0.00	0.00	3.24	3.21	4.70	2.50
8:00	5.60	16.99	14.76	0.00	4.19	4.28	4.70	2.60
9:00	4.40	12.29	13.65	16.90	5.71	4.28	10.30	4.30
10:00	4.50	8.09	7.48	12.80	4.95	3.48	8.30	5.00
11:00	2.70	10.29	8.39	10.30	5.14	4.55	7.50	5.30
12:00	4.00	10.49	12.44	9.40	4.95	4.55	6.90	5.80
13:00	3.90	10.29	13.04	7.50	4.95	5.35	6.40	6.30
14:00	3.90	8.39	12.84	6.90	5.14	5.88	5.20	6.10
15:00	3.90	8.19	12.54	5.60	4.95	6.42	5.00	6.20
16:00	4.10	9.09	3.44	5.40	6.10	5.88	4.80	6.40
17:00	4.10	5.59	1.42	7.30	7.24	6.42	4.90	6.10
18:00	5.70	0.00	0.00	8.80	6.86	6.95	5.00	6.10
19:00	6.10	0.00	0.00	9.10	6.10	6.41	5.00	5.40
20:00	6.10	0.00	0.00	0.00	5.33	5.34	3.50	3.40
21:00	6.20	0.00	0.00	0.00	1.52	0.27	3.50	3.30
22:00	6.00	0.00	0.00	0.00	1.14	0.00	3.60	3.20
23:00	5.80	0.00	0.00	0.00	0.00	2.67	4.00	3.10
0:00	5.60	0.00	0.00	0.00	2.67	5.34	0.20	2.80

■時刻変動を考慮した熱負荷量の算出

時刻変動を考慮した熱負荷量の算出に用いる式を以下の式 5-7～式 5-9 に示す.

$$Q_{dM,i,j} = a \times b \times 0.01 \times c \times 0.01 \times M_e \quad \text{式 5-7}$$

$$Q_{di,j} = \sum_{M=1}^5 Q_{dM,i,j} \quad \text{式 5-8}$$

$$Q_d = \sum_{i=1}^{8760} Q_{di,j} \quad \text{式 5-9}$$

記号の意味

Q_d : 熱需要量(MWh) Q_u : 下水熱利用量(MWh)

M : 建物用途(1: 集合住宅 2: 業務施設 3: 商業施設 4: 宿泊施設 5: 医療施設)

a : 年間熱負荷原単位(W/m²・年) b : 月別熱負荷変動比率(%) c : 季節時刻別熱負荷変動比率(%)

e : 延床面積(m²) f : 延床面積(m²) i : 時間 j : 月

ここまで、時刻変動を考慮した熱需要量（熱負荷量）を算出した。次に、下水熱ポテンシャル量に対して、この時刻変動を考慮した熱需要量に伴う実際に利用できる下水熱賦存熱量を算出する。算出のロジックを図 5-5 に示す。

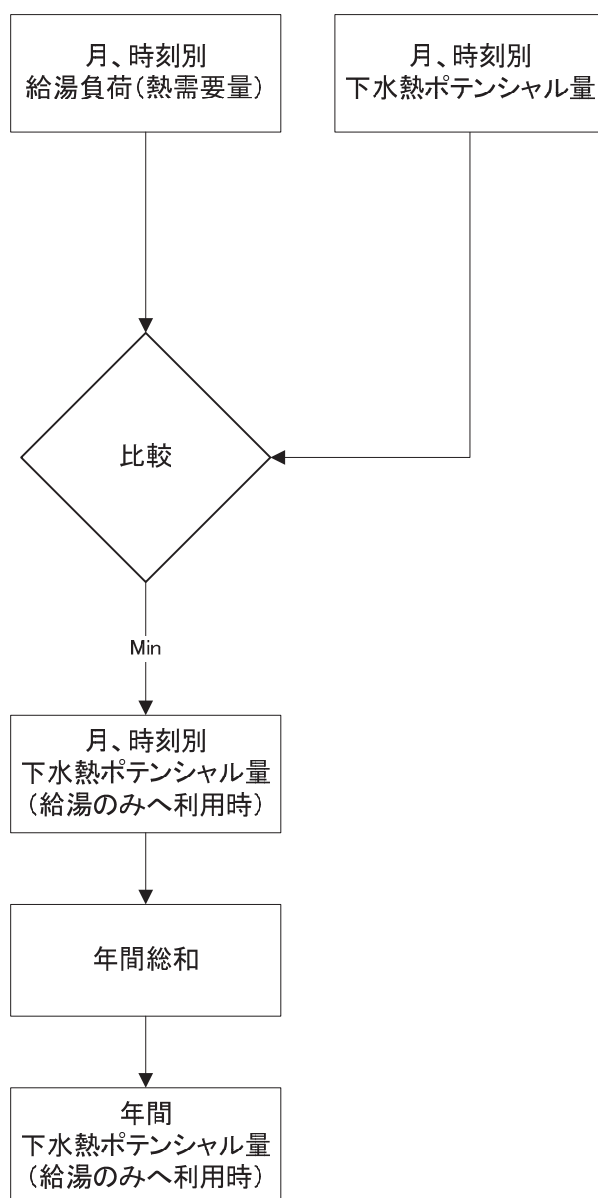


図 5-5 下水熱ポテンシャル量算出のロジック

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

下水熱ポテンシャル量は各月内においては、時刻変動がなく一定と仮定する。その下水熱ポテンシャル量と先ほど算出した熱需要量とを比較して、実際に利用できる下水熱ポテンシャル量を算出する。算出式を以下の式 5-10～式 5-13 に示す。

$$Q_{ui,j} = \text{Min}(Q_{di,j}, H_{i,j}) \quad \text{式 5-10}$$

$$Q_{uS} = \sum_{j=1}^{12} \sum_{i=1}^{24} Q_{ui,j} \quad \text{式 5-11}$$

$$X = H_{i,j} / Q_{di,j} \times 100 \quad \text{式 5-12}$$

$$Y = Q_{ui,j} / H_{i,j} \quad \text{式 5-13}$$

記号の意味

Q_d : 熱需要量(MWh) Q_u : 下水熱利用量(MWh) H : 下水熱ポテンシャル量(MWh)

X : 需給率(%) Y : 下水熱利用率(%)

M : 建物用途(1 : 集合住宅 2 : 業務施設 3 : 商業施設 4 : 宿泊施設 5 : 医療施設)

a : 年間原単位(W/m²・年) b : 月別負荷変動比率(%)

c : 季節別時刻負荷変動比率(%) e : 延床面積(m²)

f : 延床面積(m²) i : 時間 j : 月 S : 総和

5.4 下水熱ポテンシャル量の推定手法について

本節では、第3章における下水流量推定手法と下水温度推定手法を用いて、下水熱賦存を推定する手法を示す。

I. 下水熱ポテンシャル量の定義

本論文では式 5-14 のように下水熱賦存を表す。式 5-14 には、管路を流れる下水の流量、温度が含まれる。この下水熱賦存が大きい地点ほど、下水熱利用の導入ができる可能性が大きいといえる。

$$P_{SEW} = C_w G_{SEW} \Delta T \quad \text{式 5-14}$$

P_{SEW} ：下水熱ポテンシャル量(MJ/h) C_w ：水の容積比熱(MJ/m³K)

G_{SEW} ：下水流量(m³/h) ΔT ：温度差(K)

◆温度差の定義

下水熱賦存の算出式に含まれる温度差 ΔT には以下の3つの考え方がある。

① 固定値

検討場所、検討時間に限らず、温度差を固定値として常時同じ値を設定する考え方がある。これは例えば温度差を5Kと固定する場合、どの場所でも、どの時刻でも下水から最大で5Kの温度低下分の採熱ができるということである。しかし、下水温度が低くなる冬期でも5Kの温度低下がある熱交換を行うことが可能であるか疑問である。また、都市ごとの下水温度の違いが反映されず、都市が異なっても、検討する地点の下水流量が同じであれば、下水熱賦存も同じになるというデメリットもある。

② 下水温度と気温との差

温度差を下水温度と気温との差にする考え方がある。この場合、空気熱源を利用した時との比較を行える点がメリットとしてあるほか、検討都市、時刻ごとの下水温度と気温を用いることで、検討都市、時刻ごとの下水熱賦存を把握することができる。しかし、夏期においては温度差がほとんどなく、実際に熱源があるにもかかわらず、下水熱賦存がないということになってしまうデメリットがある。

③ 下水温度と処理場限界下水温度との差

管路を流れる下水温度と下水処理場の流入時における限界下水温度との差を温度差とする考え方がある。この考え方では、①の固定値を設定する考え方と比べ、下水温度が冬期において低い場合でも、現実には温度低下分の採熱が行える下水熱賦存の値を表すことができる。また、②の考え方と同様に、下水温度に検討都市、時刻ごとの値を用いることによって、検討都市、時刻ごとの下水熱賦存を把握することができる。

本論文では、これらのうち①を適用し、試算例として検討を進める。

II. 建物とマンホールの接続

まず、各建物の重心位置を計算し、重心位置が最も近いマンホールに接続するように定義する（図 5-6）。この際、必ずしも実際のマンホールとの接続と一致する必要はない。

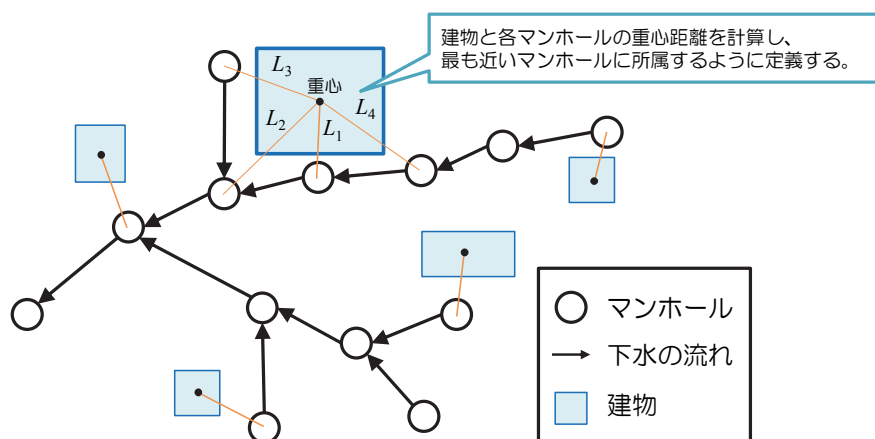


図 5-6 建物とマンホールの接続

III. 各マンホールが受け持つ建物の延床面積の集計

次に、管路とマンホールの上流・下流接続情報から、流量既知点（下水処理場、ポンプ場等）の最上流からの流れ経路を確認し、処理区内の任意のマンホールが受け持つ建物の延床面積 F_m を集計する（図 5-7）。

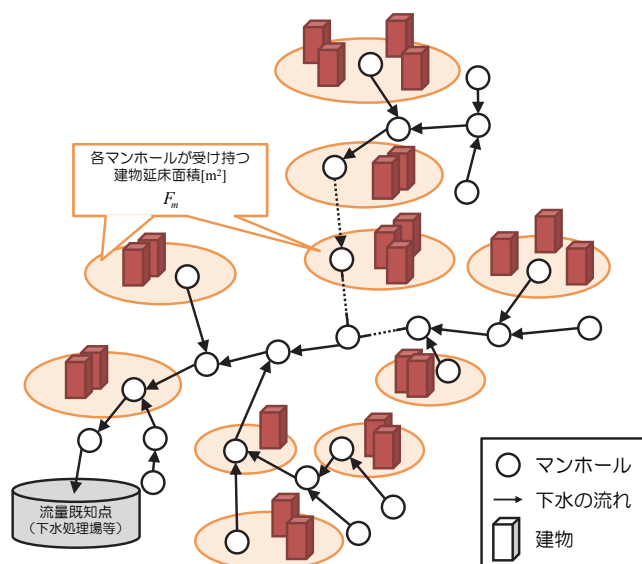


図 5-7 建物とマンホールの接続情報の取得

IV. 各マンホールにおける下水流量計算

前節で整理した各マンホール M_m が受け持つ建物の延床面積 F_m 及び流量既知点（下水処理場，ポンプ場等）における日平均実測下水流量 G_L を用いて，式 5-15 より推定点（マンホール M_N ）における日平均下水流量 \hat{G}_N を推定する（図 5-8）。

$$\hat{G}_N = G_L \times \frac{\sum_{m=1}^N F_m}{\sum_{m=1}^L F_m} \quad \text{式 5-15}$$

\hat{G}_N : 推定点（マンホール M_N ）における日平均推定下水流量[m³/日]
 G_L : 流量既知点（下水処理場，ポンプ場等）における日平均実測下水流量[m³/日]
 F_m : 各マンホール M_m が受け持つ建物延床面積[m²]
 N : 推定点（マンホール M_N ）の集水域内のマンホール数
 L : 流量既知点（下水処理場，ポンプ場等）の集水域内のマンホール数

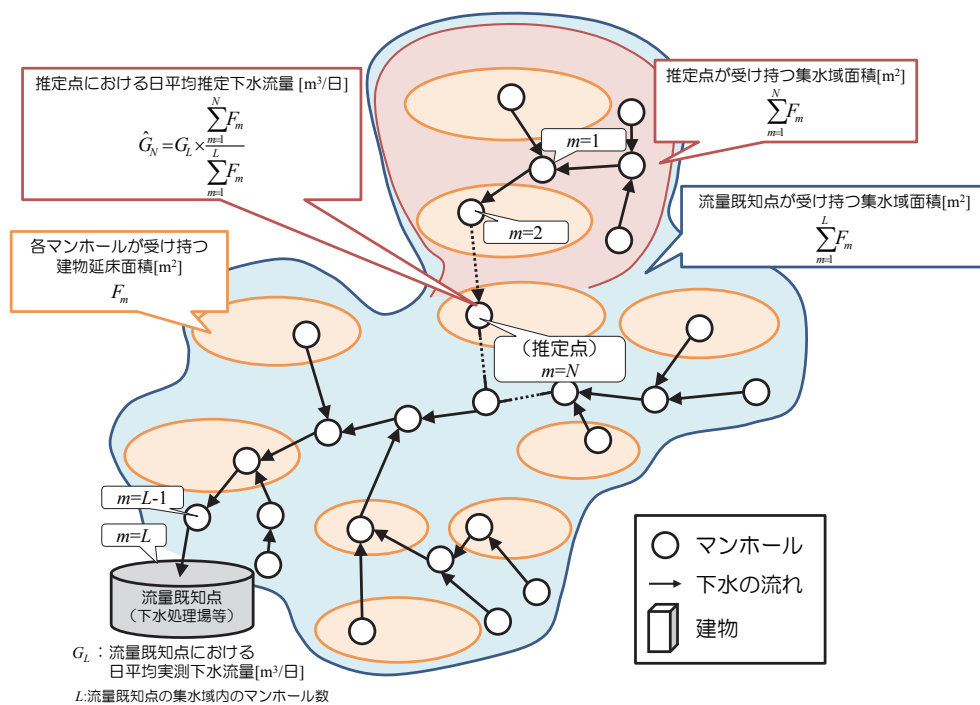


図 5-8 各マンホールにおける下水流量の推定

V. 各マンホールにおける下水熱ポテンシャル量の計算

推定した下水流量 \hat{G}_N を、式 5-16 に代入することで推定点（マンホール M_N ）におけるに
おける下水熱賦存 \hat{Q}_N を算出する。

$\hat{Q}_N = C_w \times \hat{G}_N \times \Delta T$	式 5-16
<p>\hat{Q}_N : 推定点（マンホール M_N）における日平均推定下水熱賦存[MJ/日]</p> <p>C_w : 容積比熱[MJ/m³K]（※参考文献 より，4.164[MJ/m³K]）</p> <p>\hat{G}_N : 推定点（マンホール M_N）における日平均推定下水流量[m³/日]</p> <p>ΔT : 下水熱利用温度差[K] （※本論文では 5K と設定）</p>	

VI. 下水熱ポテンシャル算出例

本項では，大阪市海老江処理区を例として 5℃差賦存の推定を行う．下水熱ポテンシャルの推定には下水熱利用検討専用 GIS システムを用いる．まず，GIS システムに各処理場にて実測された晴天日における月平均下水流量を入力し，プログラム化された流量推定法により，その処理区内の各地点における下水流量を時刻別まで推定する．そして，5℃の温度差と容積比熱を乗じて各地点における賦存を推定する．

5.5 下水熱利用導入可能性エリア選定手法の検討

熱需給比率の検討による下水熱利用導入可能性エリア選定手法と事例を示す。

5.5.1 マッチング検討手法

管路周辺の施設熱需給の整合検討手法を、GIS システムを用いて実施する。

マッチング検討手法は、流量推定手法を用いて各マンホールを流れる下水流量を推定し、下水熱ポテンシャル量を式 5-17 より求める。そして、熱需要の高い建物をピックアップし、マッチング検討を行った。マッチング検討では、下記式 5-18 より建物の熱需要と下水熱ポテンシャル量の比を取り、熱需給比率を求める。熱需給比率が 1.0 以上となる建物では、下水熱を用いて熱需要の全量を賄うことが可能であると考えられるため、これらの建物を下水熱利用有望箇所として抽出する。なお、本検討では、実導入の構想段階を想定し、熱需要と下水熱ポテンシャル量の単純な比較を行うものとし、ヒートポンプによる採熱量の検討等は考慮に入れていない。

$$Q_N = C_w \times G_N \times \Delta T \quad \text{式 5-17}$$

$$\text{熱需給比率} = \frac{\text{近傍管路の下水熱ポテンシャル}}{\text{建物熱需要量}} \quad \text{式 5-18}$$

Q_N : 日平均推定下水熱ポテンシャル(MJ/日)

C_w : 容積比熱(MJ/m³K)

G_N : 日平均推定下水流量(m³/日)

ΔT : 下水熱利用温度差(K) (※本論文では 5K と設定)

5.5.2 ポテンシャルマップ作成事例とマッチング検討結果

まず、大阪市全域において、下水施設の流量温度情報から、下水流量・温度を推定し、下水熱ポテンシャルを求めた結果をGIS上で表示した結果を図5-9の大阪市下水熱ポテンシャルマップに示す。図5-9ではマンホールにおける下水熱ポテンシャルを色調により表示し、青色から赤色にへ変化するにつれて下水熱ポテンシャル量が大きくなる表示としている。全体的に青色が多いが、幹線以外のマンホールが多いため、全体として青くなっている。幹線部分において賦存量大きくなっており、この近傍での熱利用が有望であると考えられる。作成した大阪市における下水熱ポテンシャルマップの一部を拡大したものを図5-10、ポテンシャルマップの凡例を図5-11に示す。凡例は、本設以降共通の凡例となる。

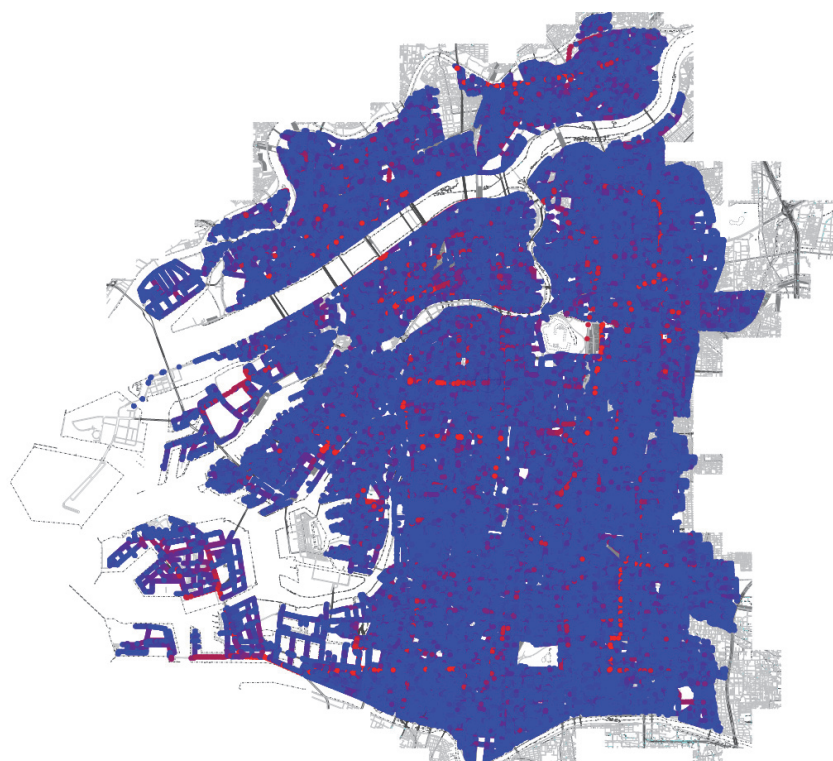


図 5-9 大阪市全域の下水熱ポテンシャルマップ



図 5-10 下水熱ポテンシャルマップの事例（大阪市一部）








下水熱ポテンシャル		
No	下水熱ポテンシャル	住宅給湯負荷相当の世帯数目安
	500 ～ 1,000 [MJ/日]	(14 ～ 29)
	1,000 ～ 10,000 [MJ/日]	(29 ～ 290)
	10,000 ～ 100,000 [MJ/日]	(290 ～ 2,906)
	100,000 ～ 1,000,000 [MJ/日]	(2,906 ～ 29,065)
	1,000,000 ～ 10,000,000 [MJ/日]	(29,065 ～ 290,651)
	10,000,000 ～ 100,000,000 [MJ/日]	(290,651 ～ 2,906,513)
	100,000,000 ～ 1,000,000,000 [MJ/日]	(2,906,513 ～ 29,065,137)
※〇〇年度版 冬期のポテンシャル		※集合住宅の給湯熱負荷原単位
※ポテンシャルは各地点で下水流量の全量を温度差 5℃で熱利用した場合の推定値である。		(空衛学会) 126[MJ/年]
		住宅1世帯の延べ床面積を100m ² と想定。

図 5-11 大阪市下水熱ポテンシャルマップの凡例

作成事例より、熱需要が高密度で経済性が高いと考えられ、需要に応じた下水熱が利用可能なエリアの抽出を行った結果を示す。大阪市内全域において合計 12 か所の熱利用有望箇所を抽出した。

I. 検討対象建物について

表 5-8 に本論文で検討を行った大阪市内の施設事例(12 施設)の概要を示す.

表 5-8 下水熱利用有望建物一覧

No	処理区	施設名	建物用途	延床面積 [m ²]
1	海老江	Aホテル	宿泊施設	85,338
2	海老江	Oビル	業務施設	105,588
3	海老江	H百貨店	業務施設	75,710
4	海老江	SHホテル	宿泊施設	45,706
5	海老江	Uビル	業務施設	78,174
6	津守	市立老健施設	医療施設	6,846
7	津守	Nタワーマンション	住宅施設	75,015
8	津守	Xホテル	宿泊施設	19,973
9	住之江	Fマンション	住宅施設	19,001
10	住之江	カフェ K	商業施設	15,619
11	海老江	K病院	医療施設	27,718
12	津守	ホテルM	商業施設	217,044

対象とした地域は、大阪市内の下水処理区の中の海老江処理区、津守処理区、住之江処理区であり、着目した建物用途は宿泊施設、業務施設、医療施設、商業施設である.

II. 年平均值からみたマッチング検討結果

示した手法により表 5-9 に大阪市内における年平均值からみた下水熱利用マッチング検討結果のまとめを示す。表 5-8 より、対象建物 NO.1～NO.10 の施設においては、下水熱利用システムの導入が可能であるという結果が得られた。ただし、下水熱だけでは給湯負荷すべてを賄う事が出来なくなる月や時間帯がある NO.7 については、1～2 月の熱需要量は賄えない。NO.11～12 の施設は、年平均の熱受給バランスが 1.0 以下であるため不適である。このように、月別または年平均の熱受給比率により大まかな適用場所検討が行える。

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

表 5-9 大阪市内熱利用有望箇所の抽出結果

No	処理区	施設名	建物用途	延床面積 [m ²]	項目	1月	2月	3月	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	年平均	評価
1	海老江	Aホテル	宿泊施設	85,338	日平均 [※] 需要[MJ/日]	757,636	851,787	923,577	850,458	1,184,820	1,113,450	986,539	923,443	1,170,580	952,978	867,778	765,645	945,724	○
					熱需要量[MJ/日]	93,478	102,779	87,670	82,400	71,722	69,826	67,573	57,433	66,872	69,878	83,067	88,868	78,464	
					熱需給比率[-]	8.10	8.29	10.53	10.32	16.52	15.95	14.60	16.08	17.50	13.64	10.45	8.62	12.05	
2	海老江	Oビル	業務施設	105,588	日平均 [※] 需要[MJ/日]	149,431	168,001	182,160	167,739	233,686	219,609	194,578	182,134	230,877	187,959	171,155	151,011	186,528	○
					熱需要量[MJ/日]	4,326	5,987	4,326	3,351	2,164	1,118	1,082	1,082	1,118	2,164	2,236	3,243	2,683	
					熱需給比率[-]	34.55	28.06	42.11	50.05	107.97	196.39	179.80	168.30	206.47	86.84	76.53	46.56	69.52	
3	海老江	H百貨店	業務施設	75,710	日平均 [※] 需要[MJ/日]	29,638	33,321	36,130	33,269	46,349	43,557	38,593	36,124	45,792	37,280	33,947	29,952	36,996	○
					熱需要量[MJ/日]	3,102	4,293	3,102	2,403	1,552	802	776	776	802	1,552	1,604	2,326	1,924	
					熱需給比率[-]	9.56	7.76	11.65	13.84	29.87	54.32	49.74	46.56	57.11	24.02	21.17	12.88	19.23	
4	海老江	SHホテル	宿泊施設	45,706	日平均 [※] 需要[MJ/日]	306,124	344,166	373,173	343,629	478,729	449,892	398,613	373,119	472,975	385,052	350,627	309,360	382,122	○
					熱需要量[MJ/日]	50,066	55,047	46,955	44,132	38,413	37,398	36,191	30,760	35,816	37,426	44,490	47,597	42,024	
					熱需給比率[-]	6.11	6.25	7.95	7.79	12.46	12.03	11.01	12.13	13.21	10.29	7.88	6.50	9.09	
5	海老江	Uビル	業務施設	78,174	日平均 [※] 需要[MJ/日]	296,498	333,343	361,438	332,823	463,674	435,744	386,078	361,385	458,101	372,944	339,601	299,632	370,105	○
					熱需要量[MJ/日]	3,202	4,433	3,202	2,481	1,602	828	801	801	828	1,602	1,656	2,401	1,987	
					熱需給比率[-]	92.58	75.20	112.86	134.13	289.36	526.32	481.87	451.05	553.32	232.74	205.10	124.78	186.30	
6	津守	市立老健施設	医療施設	6,846	日平均 [※] 需要[MJ/日]	169,352	209,691	248,372	204,710	285,560	289,465	236,713	231,754	284,120	228,370	197,556	170,877	229,712	○
					熱需要量[MJ/日]	7,033	8,171	7,432	7,527	5,983	6,040	5,289	4,109	4,415	5,828	6,259	7,499	6,299	
					熱需給比率[-]	24.08	25.66	33.42	27.20	47.73	47.93	44.76	56.40	64.35	39.19	31.56	22.79	36.47	
7	津守	Nタワーマンション	住宅施設	75,015	日平均 [※] 需要[MJ/日]	32,052	39,686	47,007	38,744	54,046	54,785	44,801	43,862	53,773	43,222	37,390	32,340	43,476	△
					熱需要量[MJ/日]	36,709	42,224	37,438	32,406	27,471	21,227	16,440	11,426	12,152	18,902	22,295	32,120	25,901	
					熱需給比率[-]	0.87	0.94	1.26	1.20	1.97	2.58	2.73	3.84	4.42	2.29	1.68	1.01	1.68	
8	津守	Xホテル	宿泊施設	19,973	日平均 [※] 需要[MJ/日]	122,613	151,819	179,825	148,213	206,750	209,577	171,383	167,793	205,707	165,343	143,034	123,718	166,315	○
					熱需要量[MJ/日]	21,878	24,055	20,519	19,285	16,786	16,342	15,815	13,442	15,651	16,355	19,441	20,799	18,364	
					熱需給比率[-]	5.60	6.31	8.76	7.69	12.32	12.82	10.84	12.48	13.14	10.11	7.36	5.95	9.06	
9	住之江	Fマンション	住宅施設	19,001	日平均 [※] 需要[MJ/日]	393,677	514,805	545,951	506,668	846,954	823,509	587,955	589,122	847,666	630,562	509,988	383,516	598,364	○
					熱需要量[MJ/日]	9,298	10,695	9,483	8,208	6,958	5,377	4,164	2,894	3,078	4,788	5,647	8,136	6,561	
					熱需給比率[-]	42.34	48.13	57.57	61.73	121.72	153.16	141.19	203.56	275.38	131.71	90.31	47.14	91.21	
10	住之江	カフェE K	商業施設	15,619	日平均 [※] 需要[MJ/日]	11,831	15,471	16,408	15,227	25,454	24,749	17,670	17,705	25,475	18,950	15,327	11,526	17,983	○
					熱需要量[MJ/日]	3,716	4,307	4,448	4,546	3,798	3,639	3,876	3,803	4,070	3,696	4,546	5,021	4,122	
					熱需給比率[-]	3.18	3.59	3.69	3.35	6.70	6.80	4.56	4.66	6.26	5.13	3.37	2.30	4.36	
11	海老江	K病院	医療施設	27,718	日平均 [※] 需要[MJ/日]	15,021	16,888	18,311	16,861	23,490	22,075	19,559	18,308	23,208	18,894	17,205	15,180	18,750	×
					熱需要量[MJ/日]	28,475	33,084	30,092	30,477	24,224	24,454	21,413	16,638	17,875	23,595	25,340	30,362	25,503	
					熱需給比率[-]	0.53	0.51	0.61	0.55	0.97	0.90	0.91	1.10	1.30	0.80	0.68	0.50	0.74	
12	津守	ホテルM	商業施設	217,044	日平均 [※] 需要[MJ/日]	24,038	29,764	35,254	29,057	40,533	41,087	33,599	32,895	40,328	32,415	28,041	24,254	32,606	×
					熱需要量[MJ/日]	51,635	59,854	61,813	63,177	52,781	50,570	53,859	52,848	56,560	51,365	63,177	69,768	57,284	
					熱需給比率[-]	0.47	0.50	0.57	0.46	0.77	0.81	0.62	0.62	0.71	0.63	0.44	0.35	0.57	

III. 月別時刻別熱受給比率による詳細マッチング検討

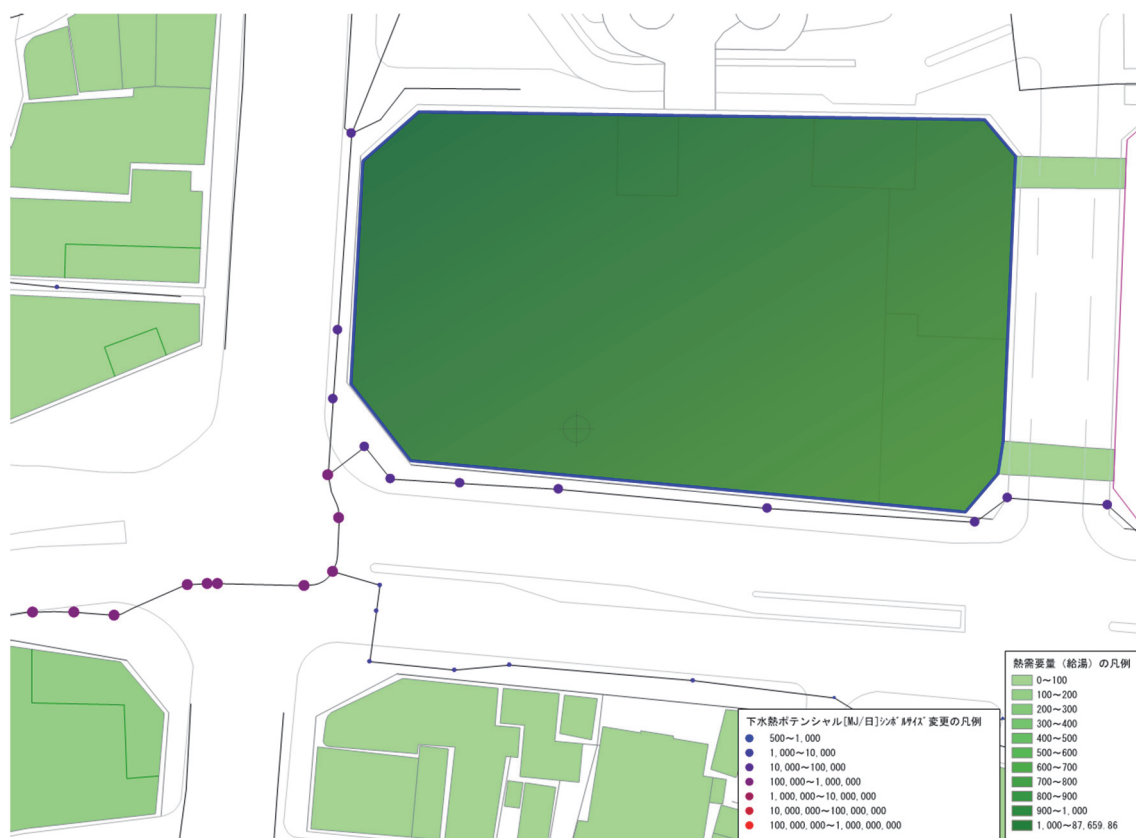
IIで示した，年間平均熱受給比率によるマッチング検討結果の事例として NO.2 および NO.7 について示す．なお，検討は月単位および時刻単位それぞれについてマッチング評価を行う．

i. 対象建物概要 (No. 2)

対象建物 NO.2 の概要を表 5-10 に，建物側とマンホール側の熱需給バランスの状況をマップ上に表したものを図 5-12 に示す．

表 5-10 対象建物 NO.2 概要

No	処理区	施設名	建物用途	延床面積(m ²)
2	海老江	O ビル	業務施設	105,588



ii. マッチング検討結果

マッチング検討結果を示す.

(月別の結果)

対象建物 NO.2 の月代表日における月別熱需給マッチング検討結果を図 5-13 に示す.

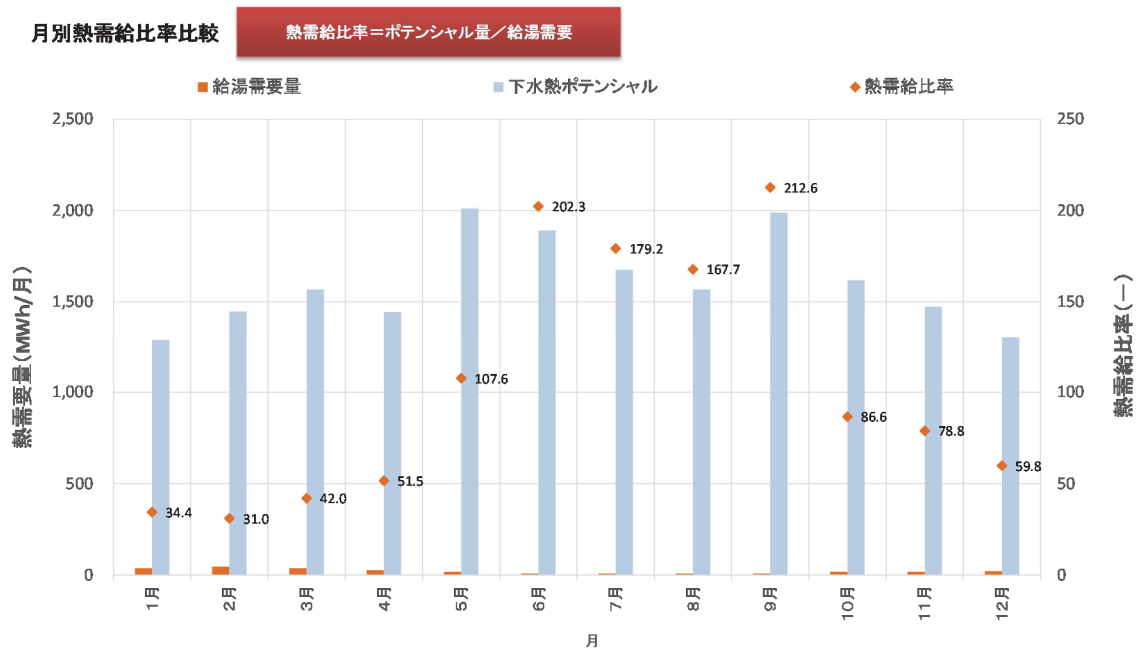


図 5-13 対象建物 NO.2 の月代表日における月別熱需給マッチング検討結果

図 5-13 よりすべての月で日平均下水ポテンシャルが熱需要量を上回り、熱需給比率も常に 1 よりはるかに大きいく、どの月でも下水熱のみで対象建物 NO.2 の給湯需要すべてを賄う事ができ、下水熱利用システムを導入した際には下水熱による熱供給量が給湯需要量に対して不足することなくシステムを運用できると判断できる。

(時刻別)

図 5-14, 図 5-15 に冬期(2月)と夏期(8月)における, 時刻別の熱需要量と下水熱ポテンシャルの変動を示す.

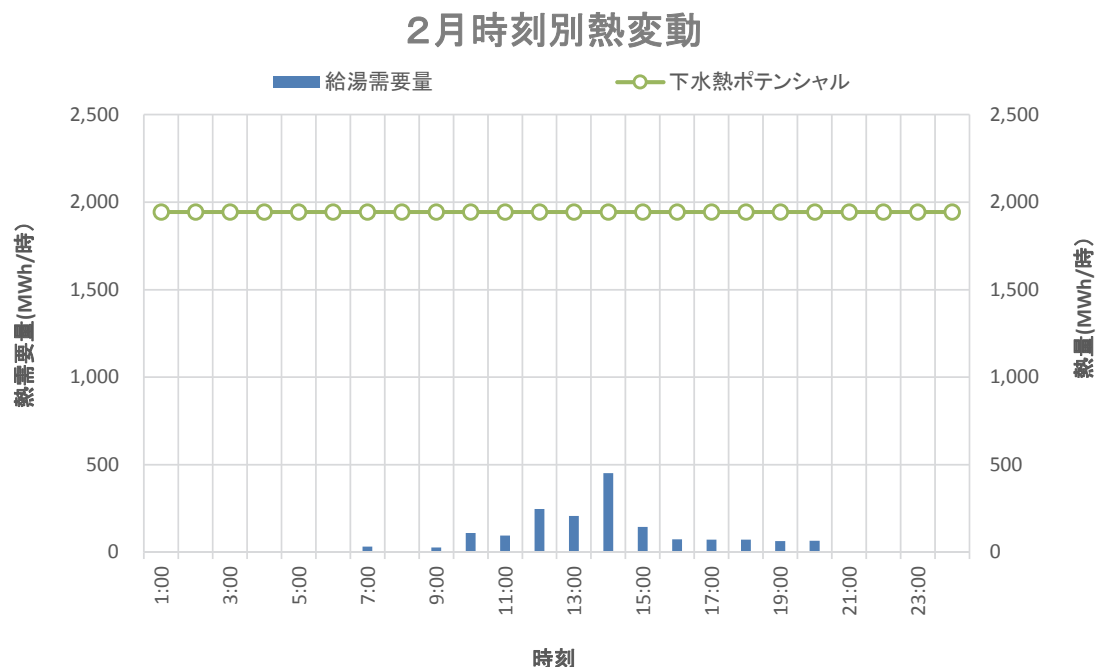


図 5-14 時刻別熱変動(2月：冬期)

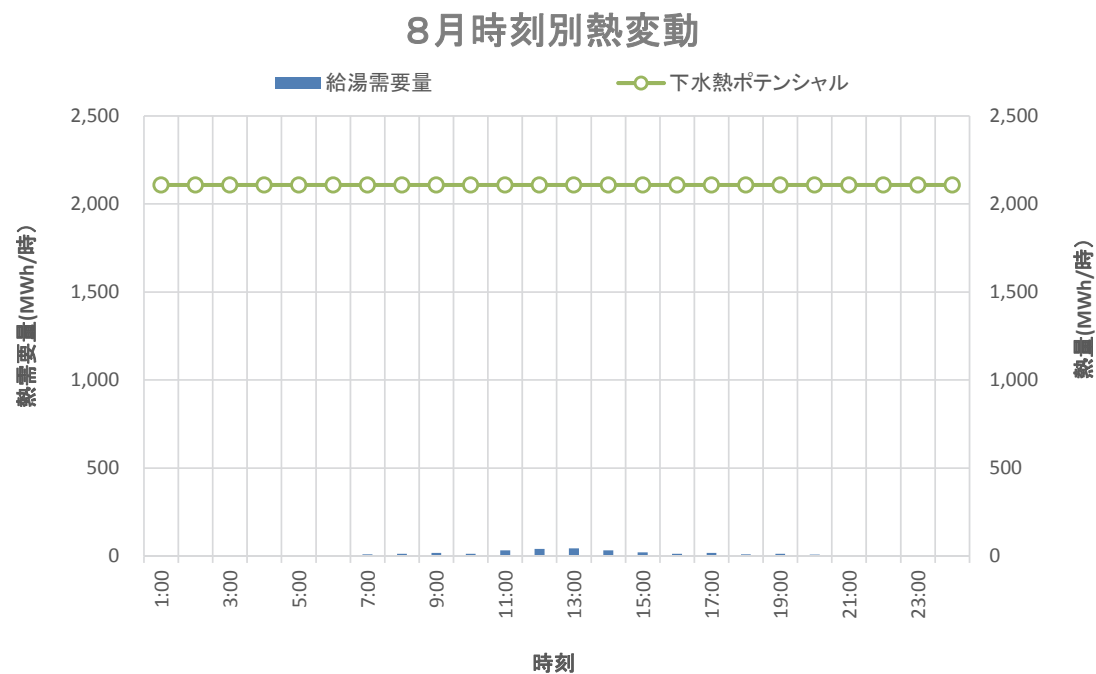


図 5-15 時刻別熱変動(8月：夏期)

第5章 広域エリアにおける熱供給比率による 導入可能性に関する検討

図 5-14, 図 5-15 より, どの時刻でも常に下水熱ポテンシャルが給湯需要量を上回っており, 時刻別でみても下水熱のみで運用することができる.

図 5-16 に年間の時刻別平均熱需給比率を示す.

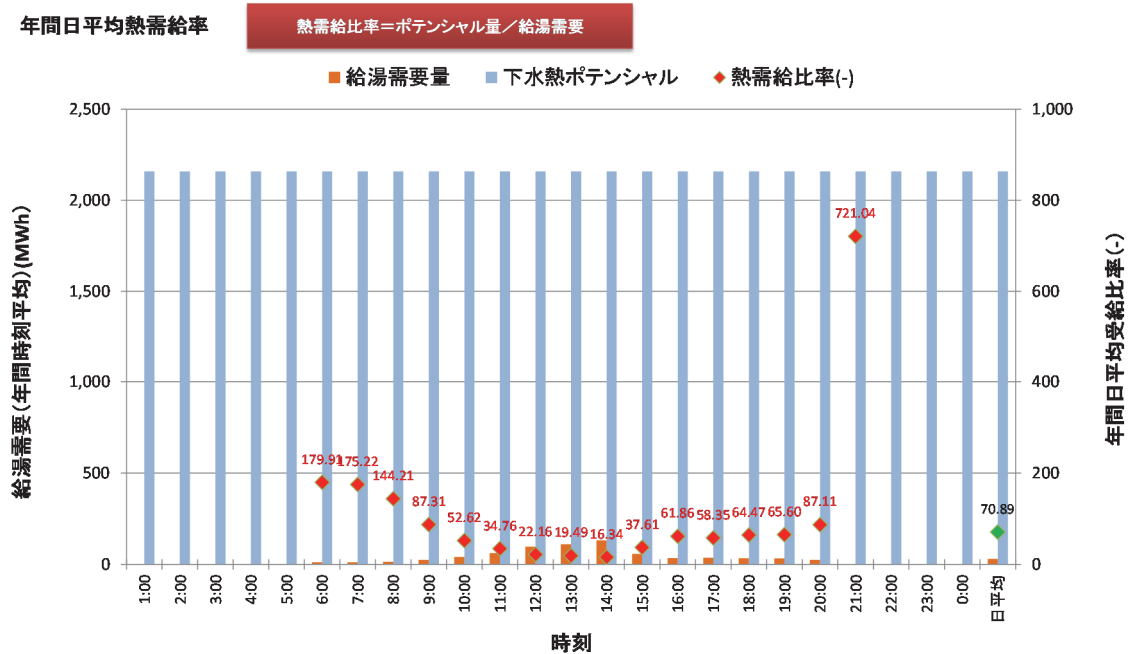


図 5-16 年間時刻別平均熱需給比率

図 5-16 より, 年間日平均熱需給比率は 70.89 という結果となった. 時刻別にみると特に 6~8 時にかけては, 熱需要比率が 144~180 程度と一日の中でも特に高い. 一方, 業務施設の給湯負荷が上昇する 12~14 時にかけては, 熱需給比率が 16~22 程度まで低下する時間帯もある. ただし, どの時間帯においても熱需給比率が 1 以上であるため, 対象建物 NO.2 のエリアで下水熱利用システムを導入できると判断できる.

iii. 対象建物概要 (No. 7)

対象建物 NO.7 の概要を表 5-11 に、建物側とマンホール側の熱需給バランスの状況をマップ上に表したものを図 5-17 に示す

表 5-11 対象建物概要

No	処理区	施設名	建物用途	延床面積(m ²)
7	津守	N タワーマンション	住宅施設	75,015

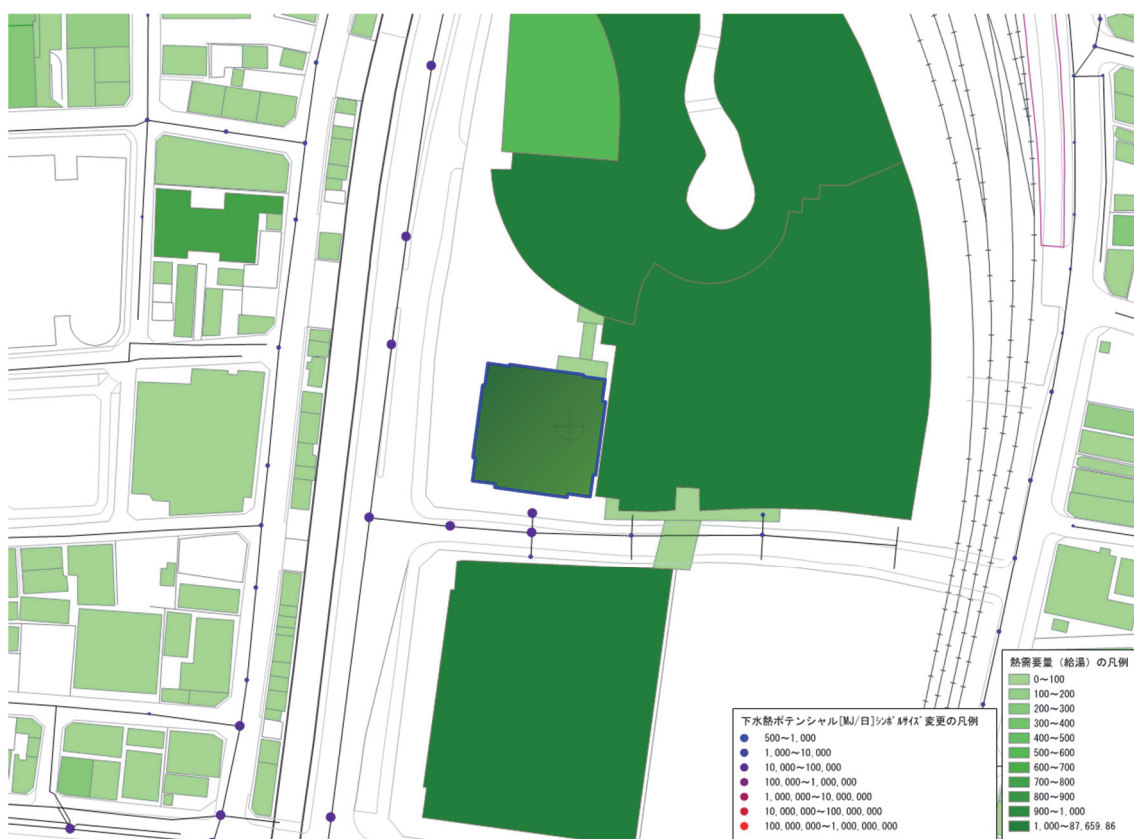


図 5-17 建物側とマンホール側の熱需給バランスの状況

iv. マッチング検討結果

マッチング検討結果を示す。

(月別)

対象建物 NO.7 の月代表日における月別熱需給マッチング検討結果を図 5-18 に示す。

第5章 広域エリアにおける熱供給比率による 導入可能性に関する検討

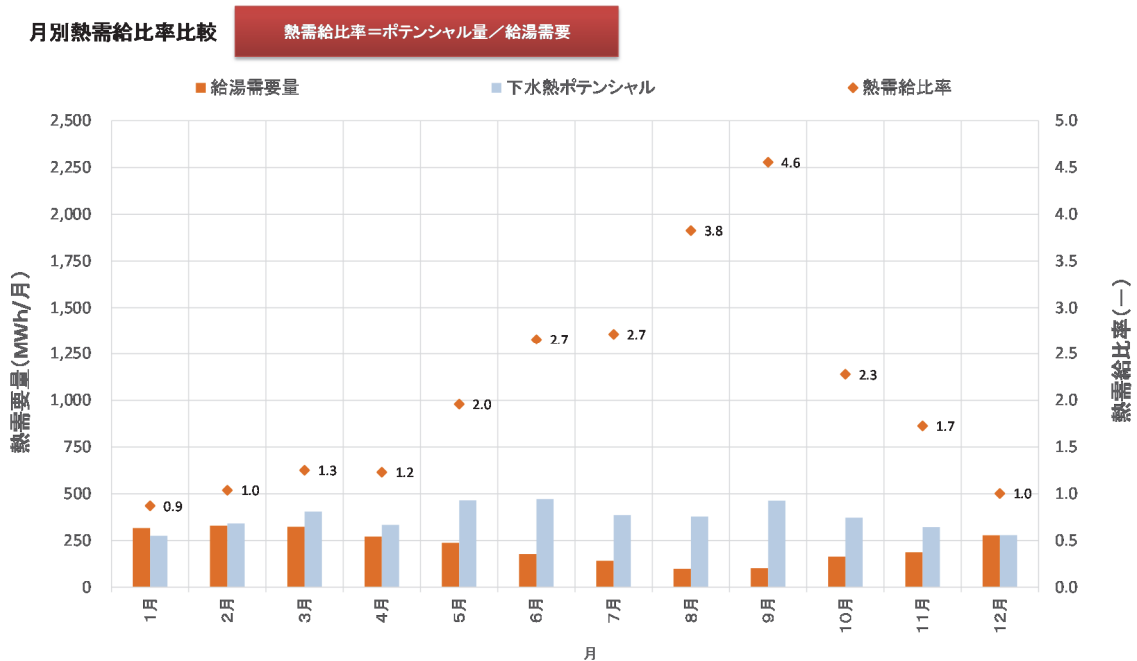


図 5-18 対象建物 NO.7 の月代表日における月別熱需給マッチング検討結果

図 5-18 より熱需給比率の年平均が 1.68 となり、ほとんどの月で熱需給比率が 1 以上となった。ただし、1 月においては、熱需給比率が 1 以下となった。つまり、下水熱だけでは給湯負荷すべてを賄えない月もあるため、すべての負荷を賄うためには、下水熱以外の補助熱源を導入するなど給湯負荷に見合った熱量を確保できるようなシステム構成を検討することが必要である。また、そのためにも時刻別の熱需給比率の検討が重要である。

(時刻別)

図 5-19、図 5-20 に冬期(2 月)と夏期(8 月)における、時刻別の熱需要量と下水熱ポテンシャルの変動を示す。

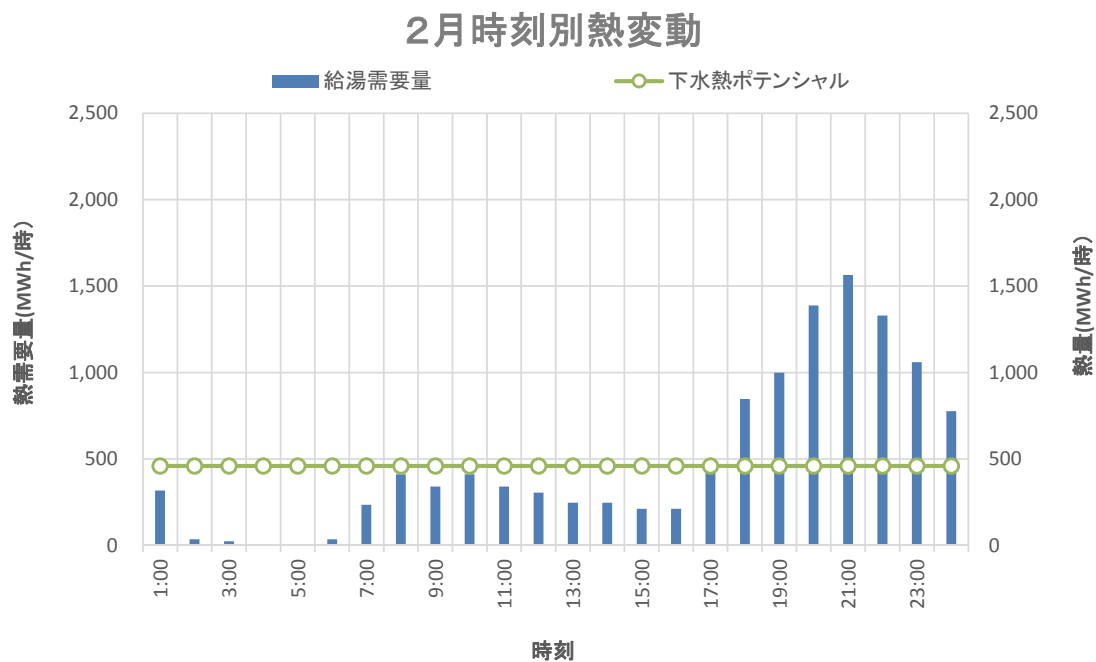


図 5-19 時刻別熱変動(冬期：2月)

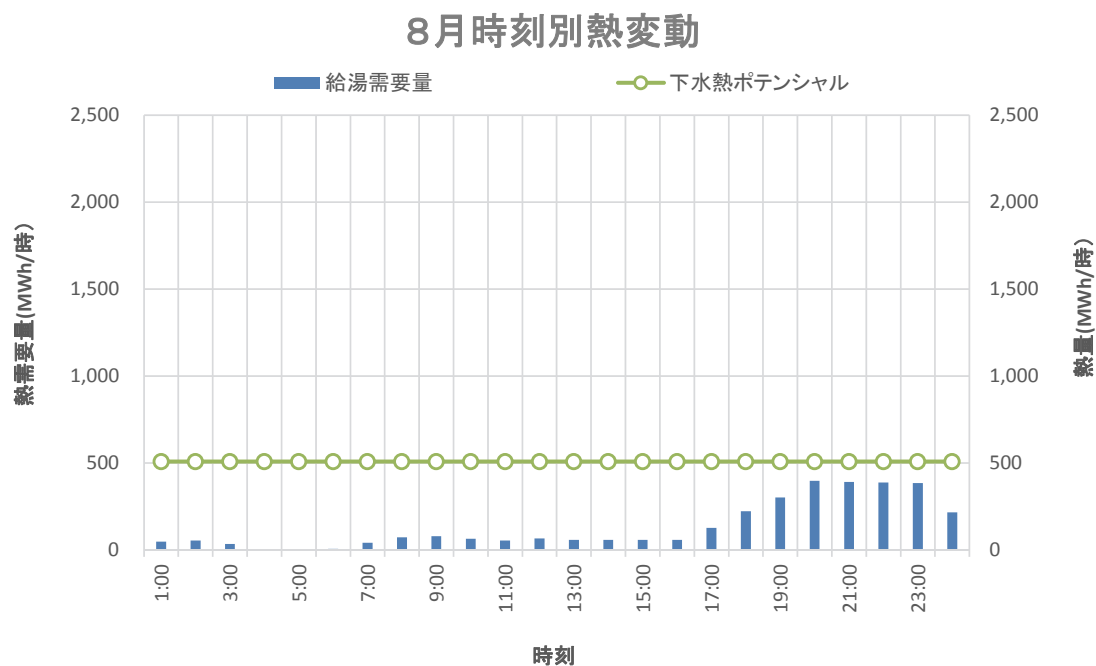


図 5-20 時刻別熱変動(夏期：8月)

第5章 広域エリアにおける熱供給比率による 導入可能性に関する検討

結果より、夏場(8月)は、熱需要量よりも下水熱ポテンシャル量が上回っているが、冬季(2月)は、熱需要量が17～24時の間は下水熱ポテンシャルを2～3倍程度上回り、下水熱ポテンシャル量が不足することが分かる。これは、検討対象建物が住宅施設であるため、夜間に給湯熱需要量が急激に増加するという特徴も影響しているためである。このように、検討対象施設の建物用途と年間の日平均熱需給比率が1.0を超えているが数倍もない場合には、時刻別の熱需給比率まで検討しておくことが望ましいといえる。

なお、図 5-21 に対象建物 NO.7 の年間の時刻別平均熱需給率を示す。

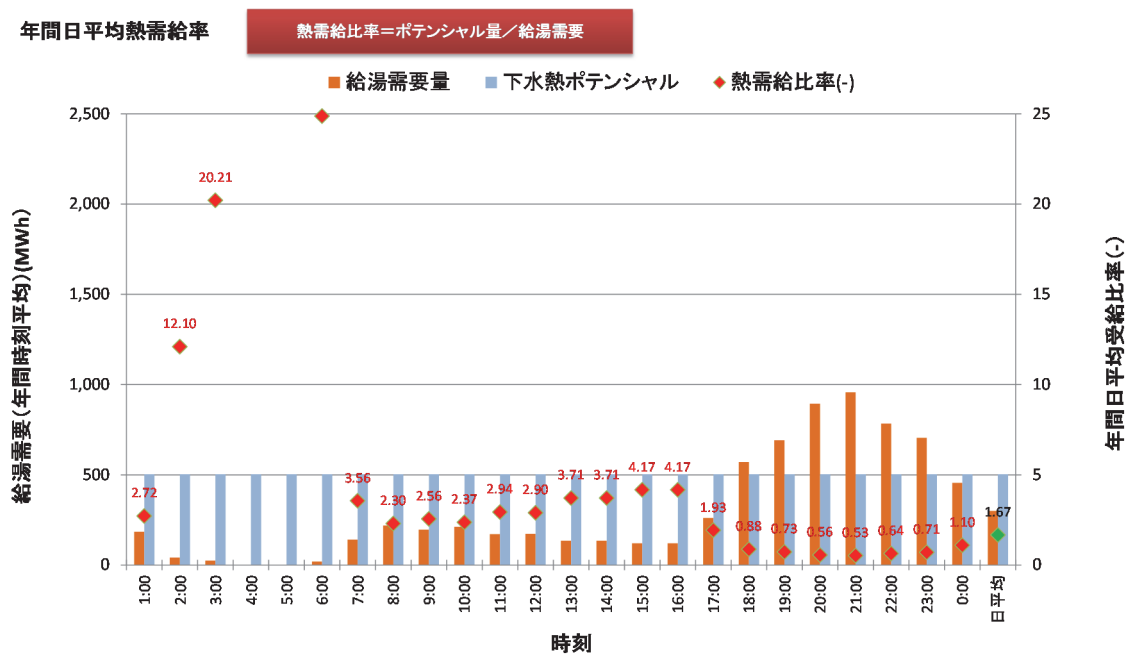


図 5-21 年間時刻別平均熱需給率

図 5-21 より、日平均熱需給比率は1.67となった。また、給湯負荷が大きくなる18時～23時にかけては、熱需給比率は1を下回るため、下水熱だけでは給湯負荷すべてを賄う事は出来ない。このような、検討結果により、システム設計ではバックアップシステムを検討していくことが出来る。

5.5.3 下水熱ポテンシャルマップの活用事例

下水熱ポテンシャルマップと熱需要をマップにすることにより，ある街区範囲にある個別建物での熱受給比率による検討による導入可能性検討だけでなく，自治体全域での下水熱利用の適用可能性のある施設の抽出や地域冷暖房の適用場所の検討などの活用方法も考えられる．そこで，本項では下水熱ポテンシャルマップの活用事例を示す．

大阪市全域を対象に，図 5-22 に示すように，各建物が接続されたマンホールの持つ賦存量と建物給湯熱需要量を比較し，熱利用が可能な建物の検討を行う．

検討結果として，下水熱ポテンシャルと熱需要量とを比較すると，例えば大阪市内においては，医療，宿泊，商業施設について，500kW 以上（住宅 250 世帯相当）の給湯熱需要を賄える導入可能性のある施設は21施設あり，大阪市全域の給湯熱量の約3.8%に相当する．同様に，図 5-23 に示すように，120kW 以上（住宅 60 世帯相当）の給湯熱需要量を賄える導入可能性のある施設は 81 施設あり，これは約 6%に相当することがわかった．

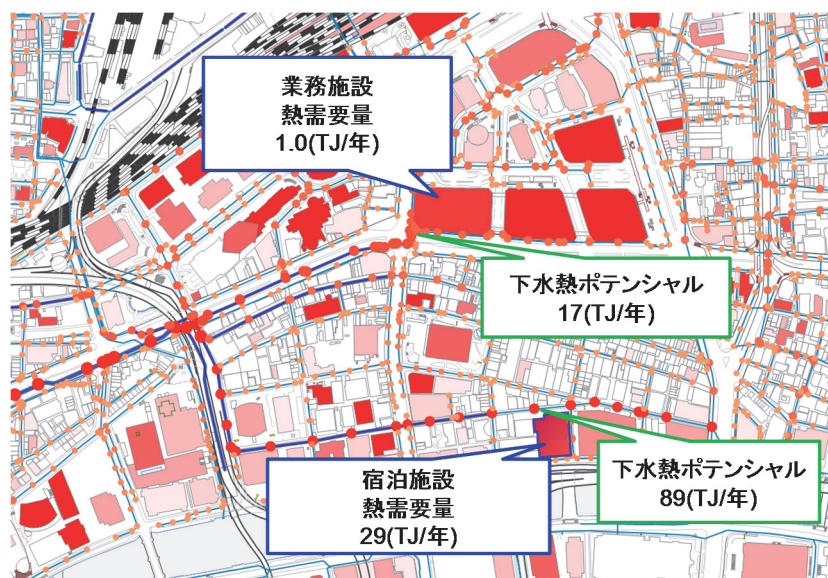


図 5-22 熱需給バランスの比較

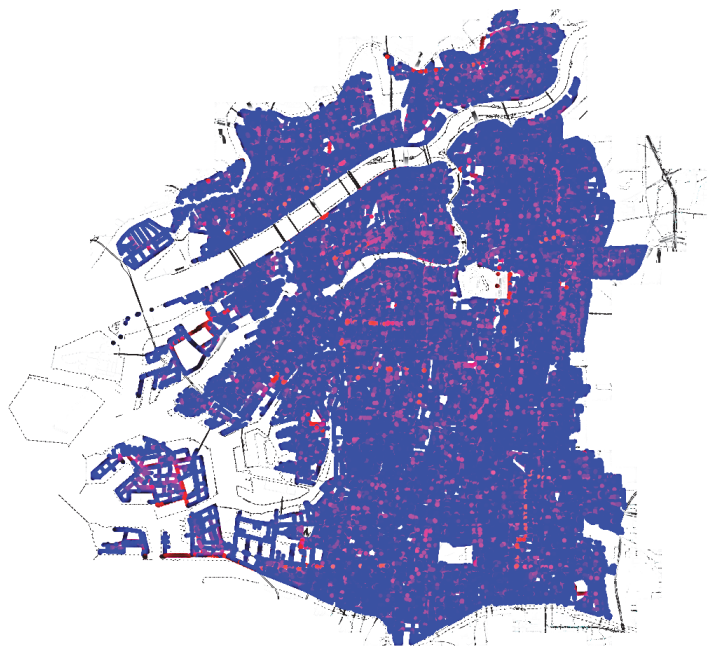


図 5-23 大阪市内全域における熱受給バランス検討結果(120kW 以上の熱需要量施設の時)

また、地域熱供給事業において熱供給事業法の適用を受けられる加熱能力 21GJ/h 以上を下水熱ポテンシャルで賄える下水管路長を図 5-25 に、ベース負荷を 5 GJ/h 以上と想定し、この熱量を賄える下水管路長を図示したものを図 5-24 に示す。結果より、管路長にして 21GJ/h 以上の地点で約 100km, 5GJ/h 以上の地点で約 250km の距離で地域熱供給の導入可能性があることがわかった。



図 5-24 21 GJ/h 以上の熱需要地点



図 5-25 5 GJ/h 以上の地点

5.6 他都市における下水熱ポテンシャル量の算出

本論文で示した下水熱ポテンシャルマップの作成手法が他の地域でも適用が出来る手法であることを示すため、仙台市と福岡市において、下水熱ポテンシャル量を算出し、下水熱ポテンシャルマップの作成を試みる。

1. 仙台市

マップの概要を表 5-12 に示す。当該エリアにおいては、マップ作成に使用したデータを表 5-13 に示す。また、夏季・冬季におけるマップの作成結果を図 5-26～図 5-33 に示す。

表 5-12 仙台市におけるモデル地域の概要

マップ作成エリア	仙台市公共下水道事業区域及び周辺地域
地域特性	太平洋側より水田地帯、市街地、丘陵地帯で形成。寒冷地ではあるが、降雪・積雪量は少ない。
下水道の整備状況	下水普及率は 98.0%，一部合流式
活用したデータの 種類	下水道台帳電子データ，建物現況データ，都市計画データ， 下水処理場，ポンプ場等における下水流量データ

表 5-13 マップ作成に使用したデータ

マップ作成に使用したデータ		データ年度
下水道台帳電子データ	管路・マンホール図形情報	平成 21 年
	管路・マンホール接続情報	平成 21 年
建物現況データ	建物図形情報	平成 20 年
	位置情報	平成 20 年
	延床面積	平成 20 年
都市計画データ	土地利用データ	平成 20 年
	地形図データ	平成 20 年
下水流量データ	以下の施設における下水流量 ・南蒲生浄化センター ・広瀬川浄化センター ・上谷刈浄化センター ・秋保温泉浄化センター ・定義浄化センター	平成 21 年

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

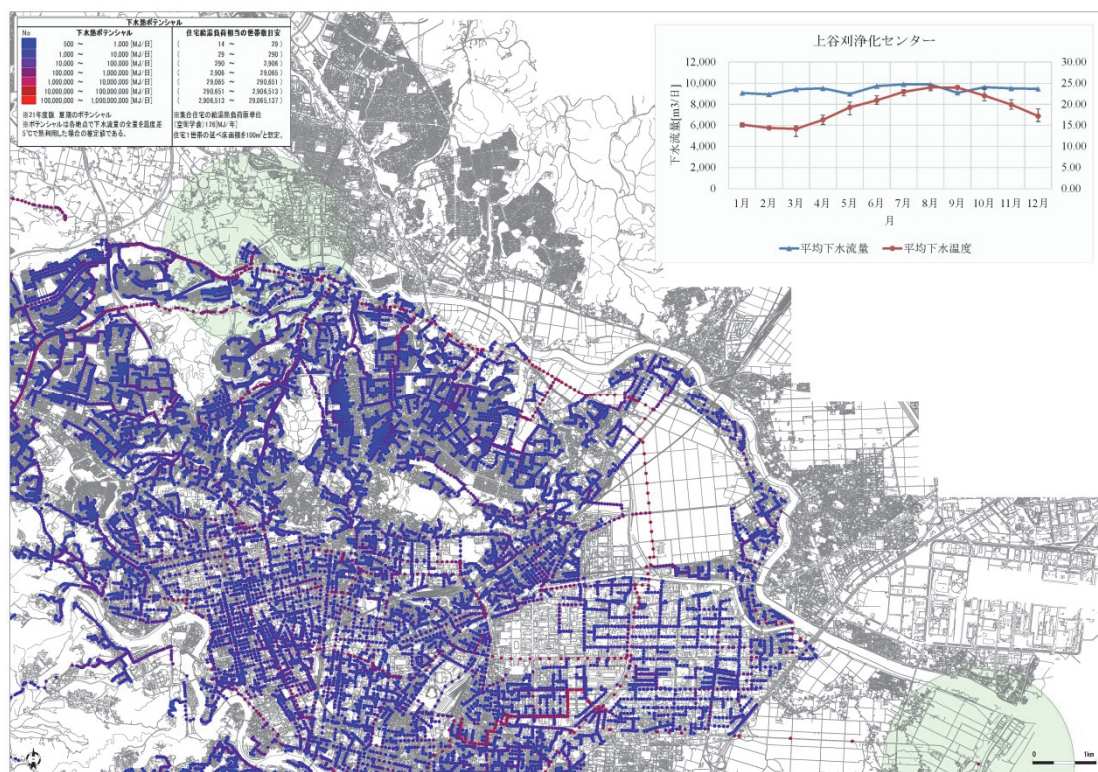


図 5-26 仙台市北東地域における広域ポテンシャルマップ（夏季）

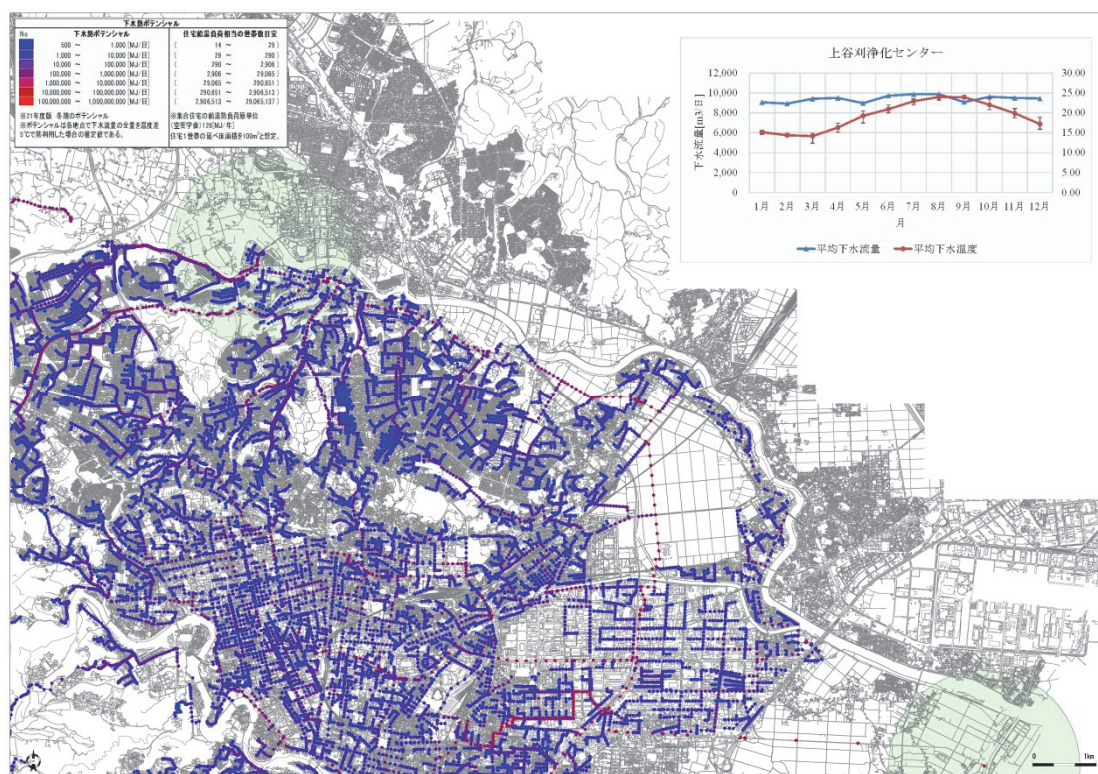


図 5-27 仙台市北東地域における広域ポテンシャルマップ（冬季）

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

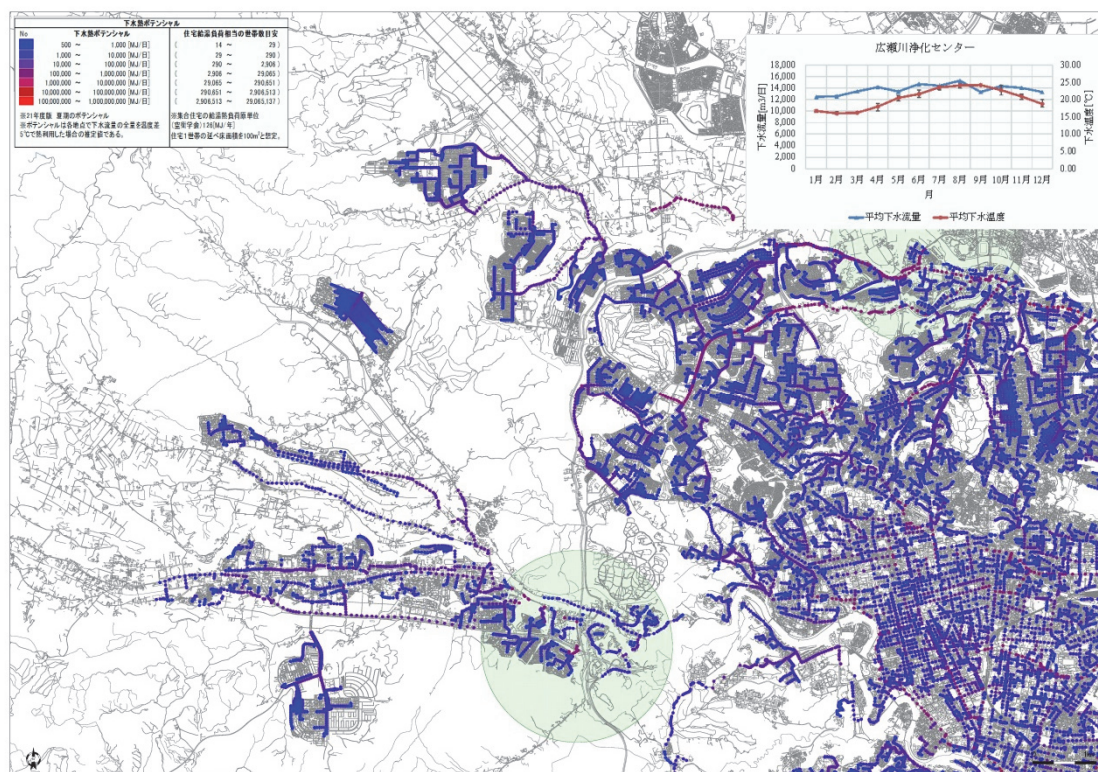


図 5-28 仙台市北西地域における広域ポテンシャルマップ（夏季）

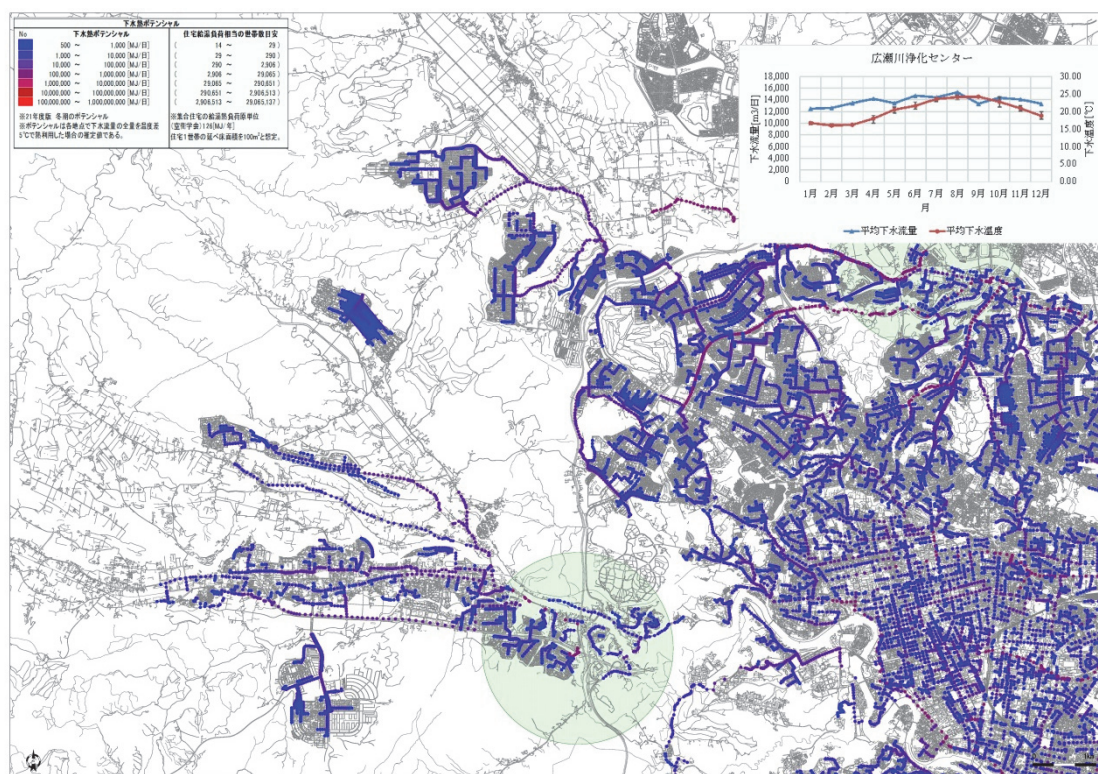


図 5-29 仙台市北西地域における広域ポテンシャルマップ（冬季）

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

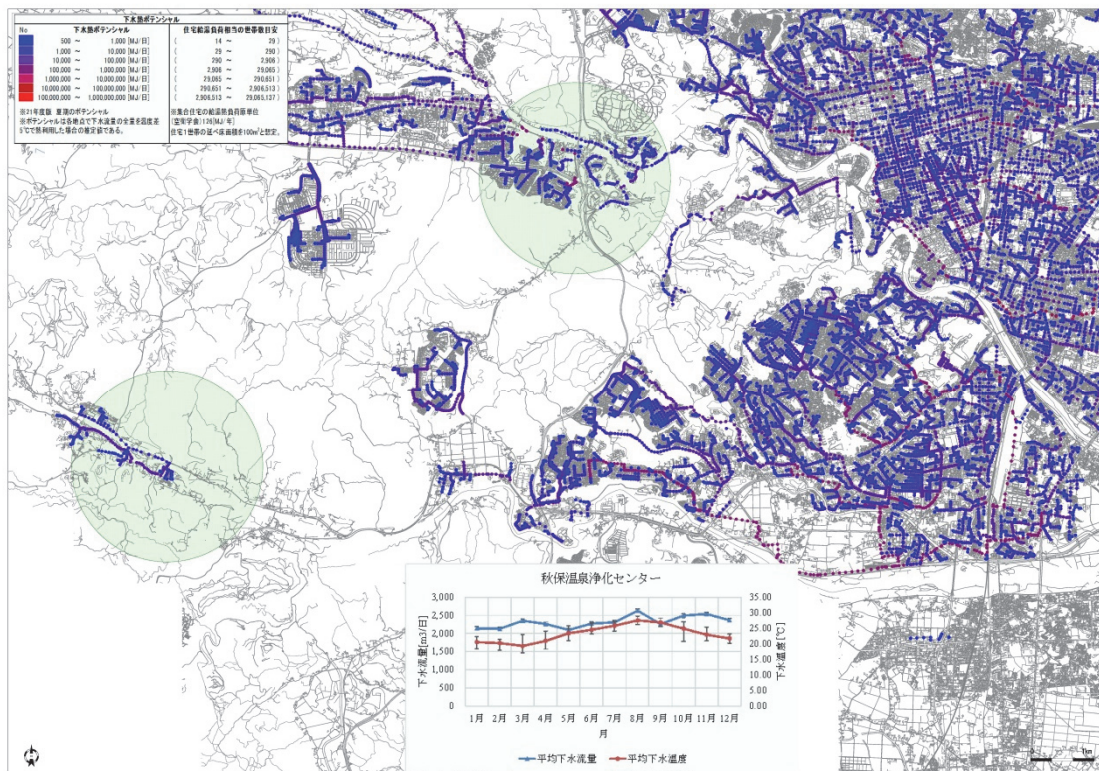


図 5-30 仙台市南西地域における広域ポテンシャルマップ（夏季）

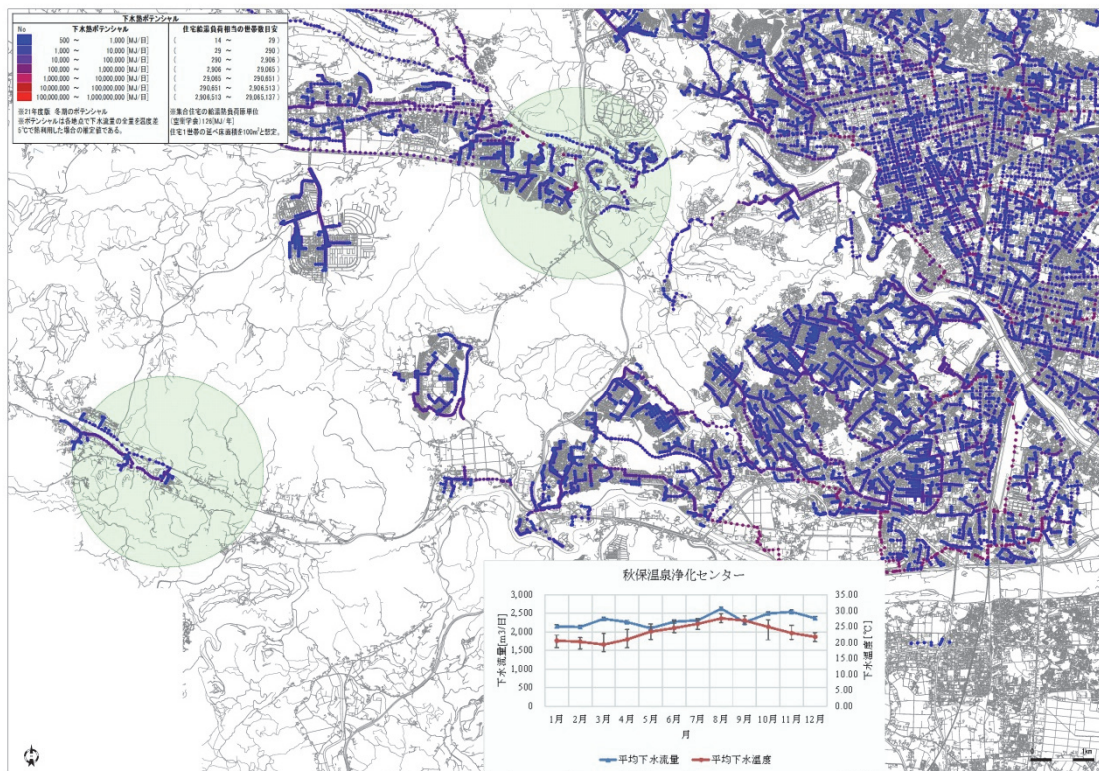


図 5-31 仙台市南西地域における広域ポテンシャルマップ（冬季）

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

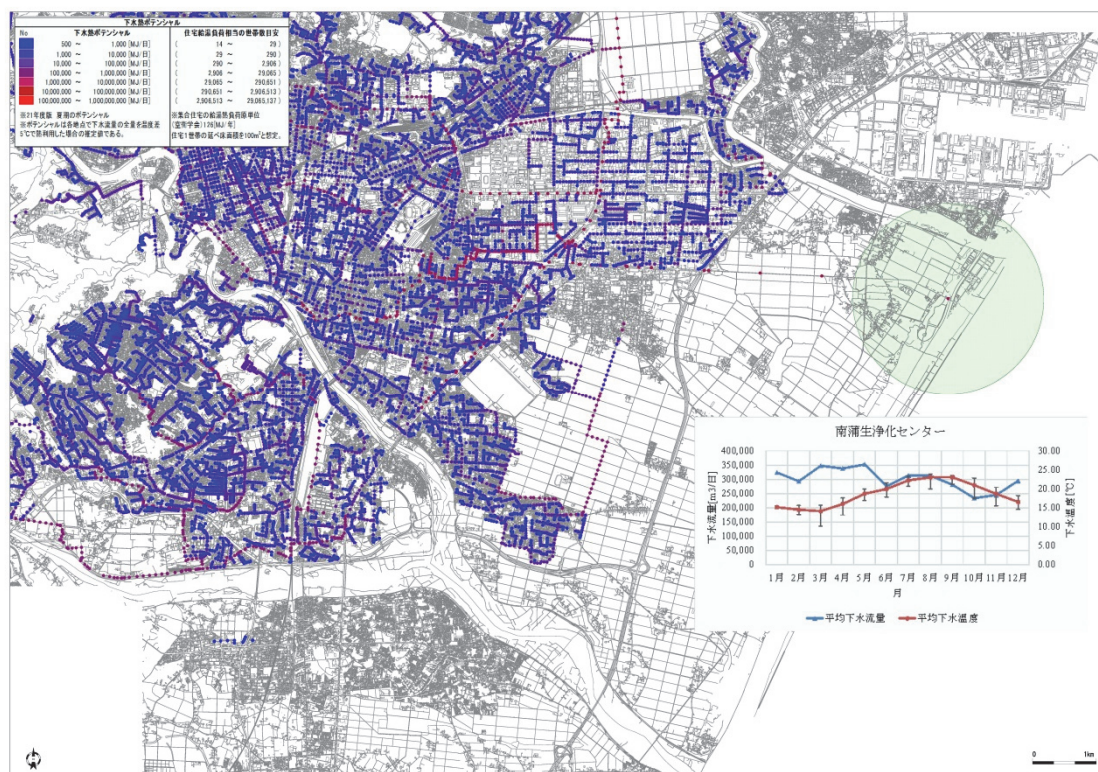


図 5-32 仙台市南東地域における広域ポテンシャルマップ（夏季）

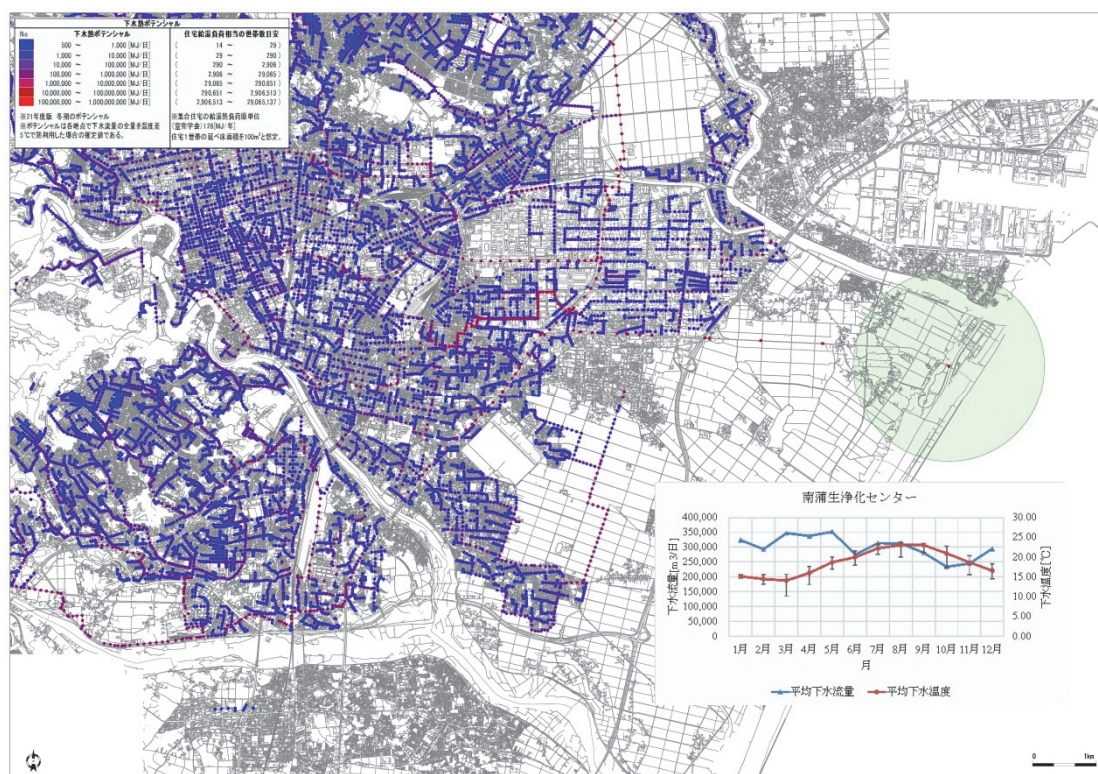


図 5-33 仙台市南東地域における広域ポテンシャルマップ（冬季）

II. 福岡市

概要を表 5-14 に示す。当該エリアにおいて、マップ作成に使用したデータを表 5-15、夏季・冬季におけるマップの作成結果をそれぞれ図 5-34、図 5-35 に示す。

表 5-14 福岡市におけるモデル地域の概要

マップ作成エリア	天神・渡辺通地域，博多駅周辺地域，ウォーターフロント地域
地域特性	福岡平野に含まれ，概ね平坦．海岸部は大半が埋立地．
下水道の整備状況	下水普及率は 99.6%，合流式及び分流式
活用したデータの 種類	下水道台帳電子データ，建物現況データ，都市計画データ， 下水処理場，ポンプ場等における下水流量データ

表 5-15 マップ作成に使用したデータ

マップ作成に使用したデータ		データ年度
下水道台帳電子データ	管路・マンホール図形情報	平成 24 年
	管路・マンホール接続情報	平成 24 年
建物現況データ	建物図形情報	平成 24 年
	位置情報	平成 24 年
	延床面積	平成 24 年
都市計画データ	土地利用データ	平成 24 年
	地形図データ	平成 24 年
下水流量データ	以下の施設における下水流量 中部水処理センター	平成 24 年

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

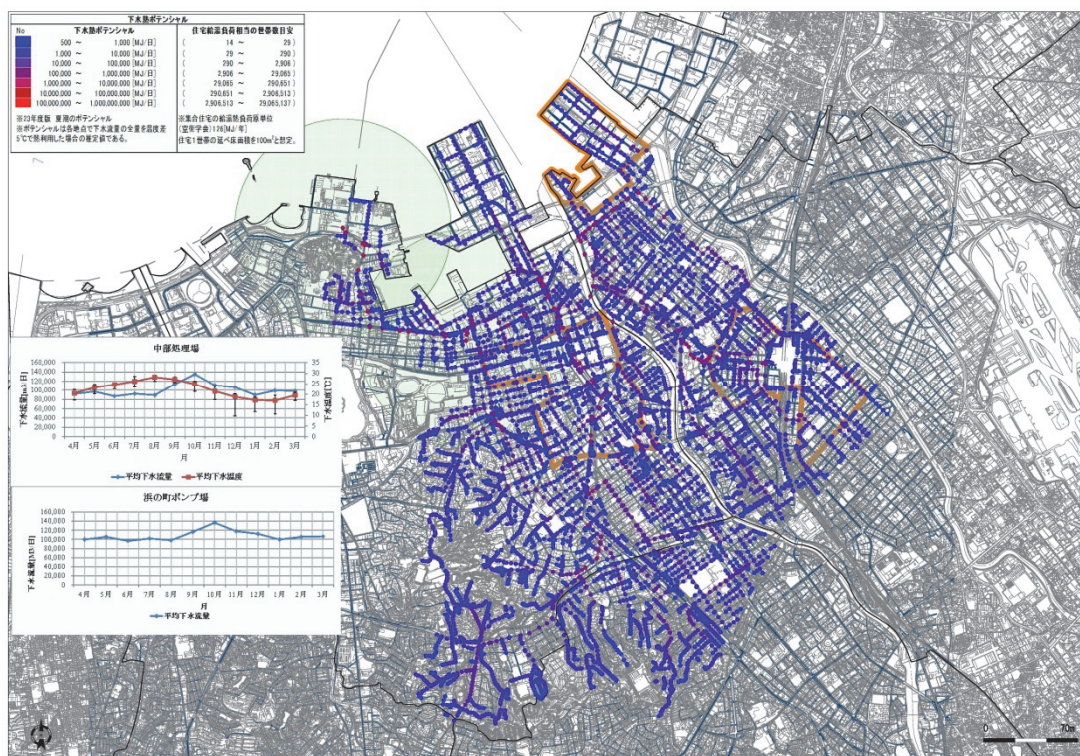


図 5-34 福岡市における広域ポテンシャルマップ（夏季）

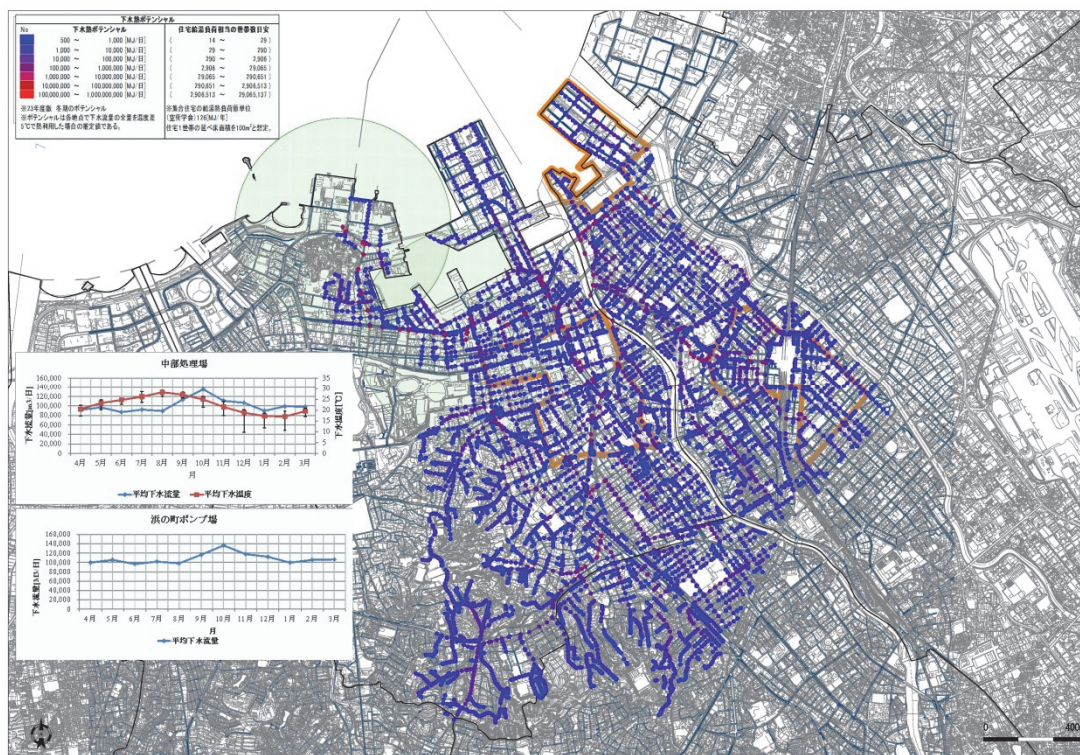


図 5-35 福岡市における広域ポテンシャルマップ（冬季）

5.7 下水熱利用システムのエリア規模でのシステム導入効果検討

第4章では建物単位での従来のシステムと比べた下水熱利用システムの導入効果を試算した。本章では、下水熱利用システムの導入効果をエリア規模で試算する手法を示し、さらにその手法を用いて、大阪市内のある下水幹線に下水熱利用システムを導入した場合のケーススタディを行い、幹線規模でのシステム導入効果を試算する。

I. 幹線全体での下水熱利用システム導入効果の検討手法

図 5-36 に幹線全体での一次エネルギー削減量および下水からの採熱量算出の流れを示す。

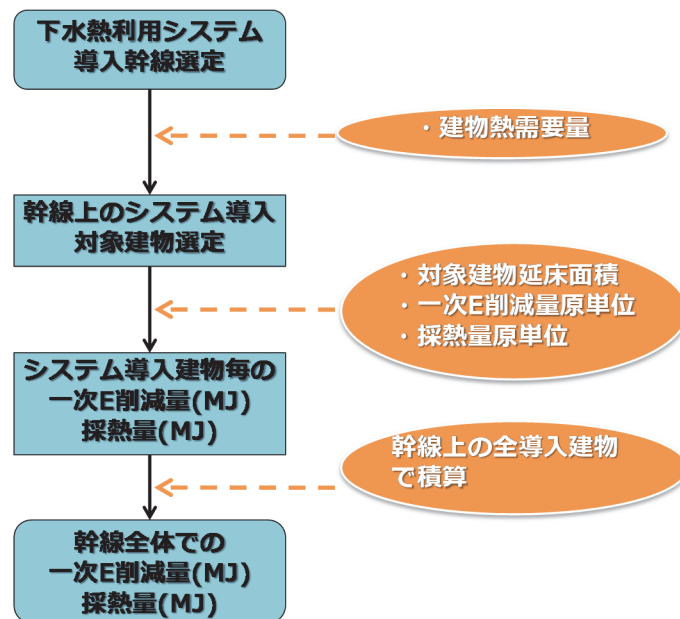


図 5-36 幹線全体での一次エネルギー削減量，採熱量算出の流れ

流れとしては、まず下水熱利用システム導入有望幹線を選定し、その幹線上において建物の熱需要量を考慮しながらシステムを導入する建物を選定する。選定された各建物の延床面積に、先ほど求めた建物用途別・規模別の各原単位を乗じることによって、各建物の一次エネルギー削減量と下水からの採熱量を試算する。そして、幹線上のシステム導入建物すべての一次エネルギー削減量と下水からの採熱量を積算することによって幹線全体での導入効果を試算する。幹線全体での一次エネルギー削減量と下水からの採熱量算出のイメージを図 5-37、図 5-38 に示す。

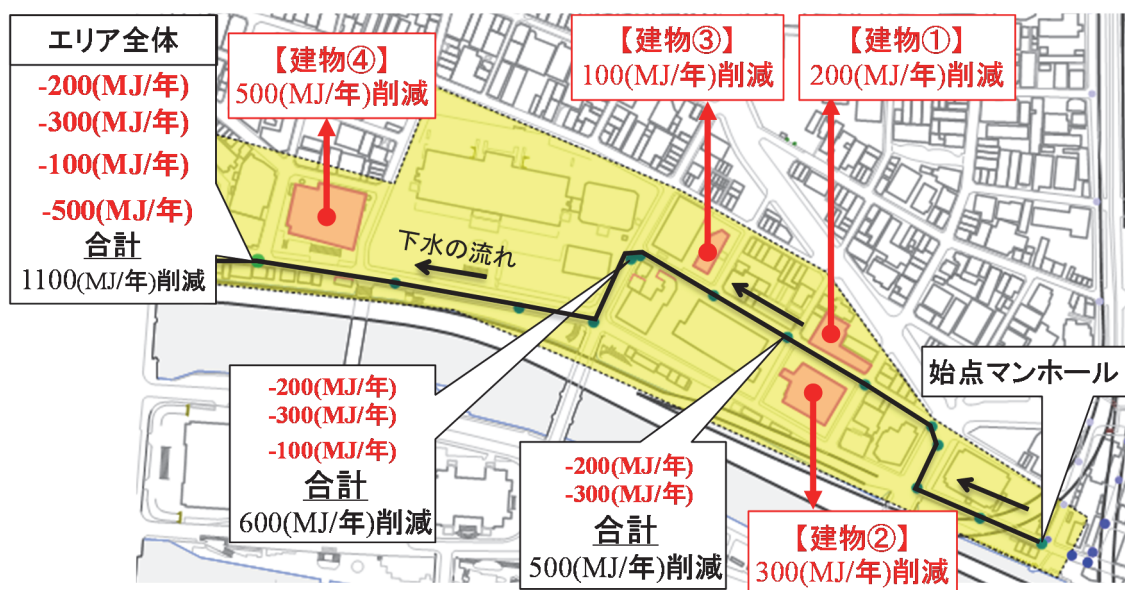


図 5-37 幹線全体での一次エネルギー削減量算出のイメージ

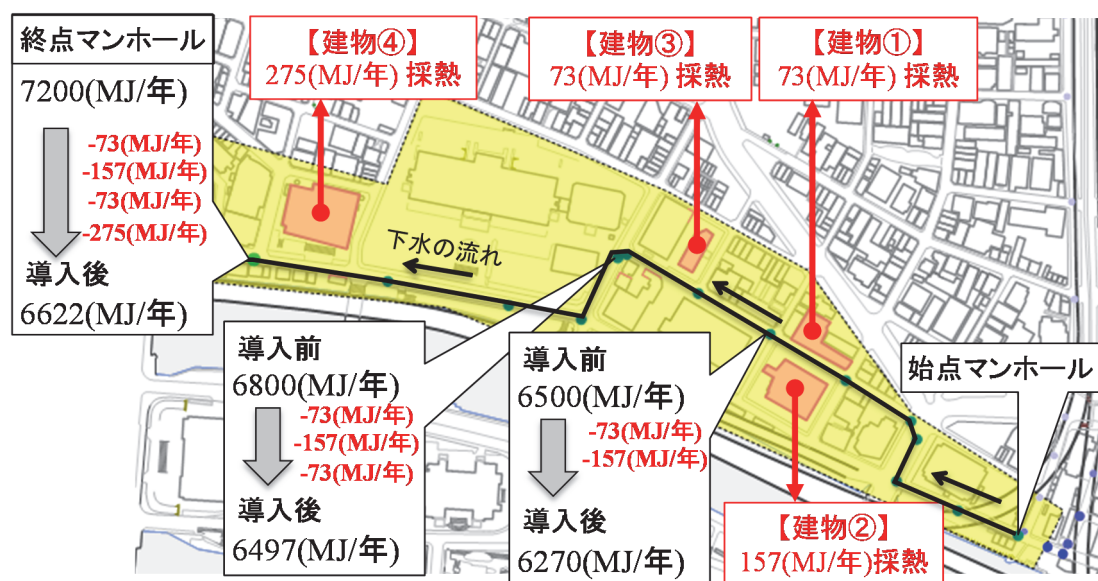


図 5-38 幹線全体での採熱量算出のイメージ

II. システム導入対象幹線について

本論文では、一事例として図 5-39 に示す大阪市海老江処理区内の出入橋海老江幹線近傍の複数の建物に下水熱利用システムを導入する事を想定する。

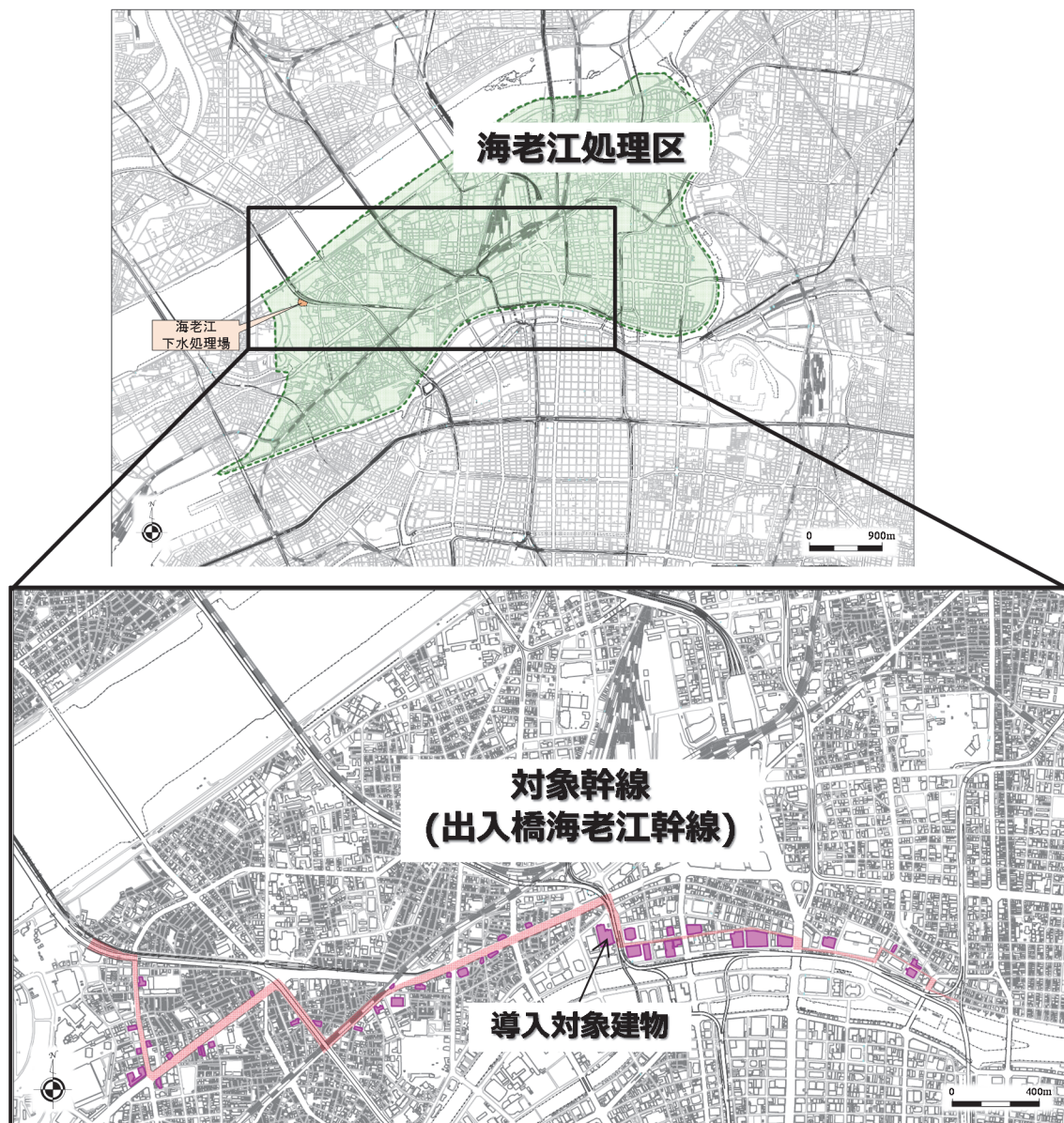


図 5-39 対象処理区(大阪市海老江処理区)および対象幹線(出入橋海老江幹線)

下水熱利用導入を行う建物の選定にあたっては、幹線近傍建物の中でも特に給湯負荷の大きい建物を目視で選定して上流から順に番号を付け、選定した建物をいくつかの建物群として考え、建物群毎にエリアを定義する。今回のケーススタディでは 7 つのエリアを定義する。表 5-16 にシステム導入対象建物の一覧を、図 5-40 に熱利用対象建物の番号およびエリアを示したマップを示す。

表 5-16 下水熱利用システム導入対象建物一覧

	エリア	熱利用建物番号	延床面積	建物用途
<div>上流</div> <div>↓</div> <div>下流</div>	エリア1	1	20706	業務施設
		2	2269	住宅施設
		3	23355	業務施設
	エリア2	4	25323	業務施設
		5	26230	業務施設
		6	85338	宿泊施設
		7	26528	業務施設
		8	15314	宿泊施設
	エリア3	9	37235	業務施設
		10	2786	住宅施設
		11	38454	業務施設
		12	41477	業務施設
		13	47115	業務施設
		14	47975	業務施設
	エリア4	15	3186	住宅施設
		16	3230	住宅施設
		17	3464	住宅施設
		18	3682	住宅施設
		19	57083	業務施設
		20	4006	住宅施設
	エリア5	21	4621	住宅施設
		22	4955	住宅施設
		23	90021	業務施設
		24	7146	住宅施設
		25	1831	医療施設
		26	7242	住宅施設
		27	7624	住宅施設
	エリア6	28	1026	医療施設
		29	7760	住宅施設
		30	9536	住宅施設
		31	10021	住宅施設
		32	10091	住宅施設
	エリア7	33	3512	医療施設
		34	12955	住宅施設
		35	13302	住宅施設
		36	14926	住宅施設
		37	18842	住宅施設
		38	31984	住宅施設

総延床面積 約 77 万㎡

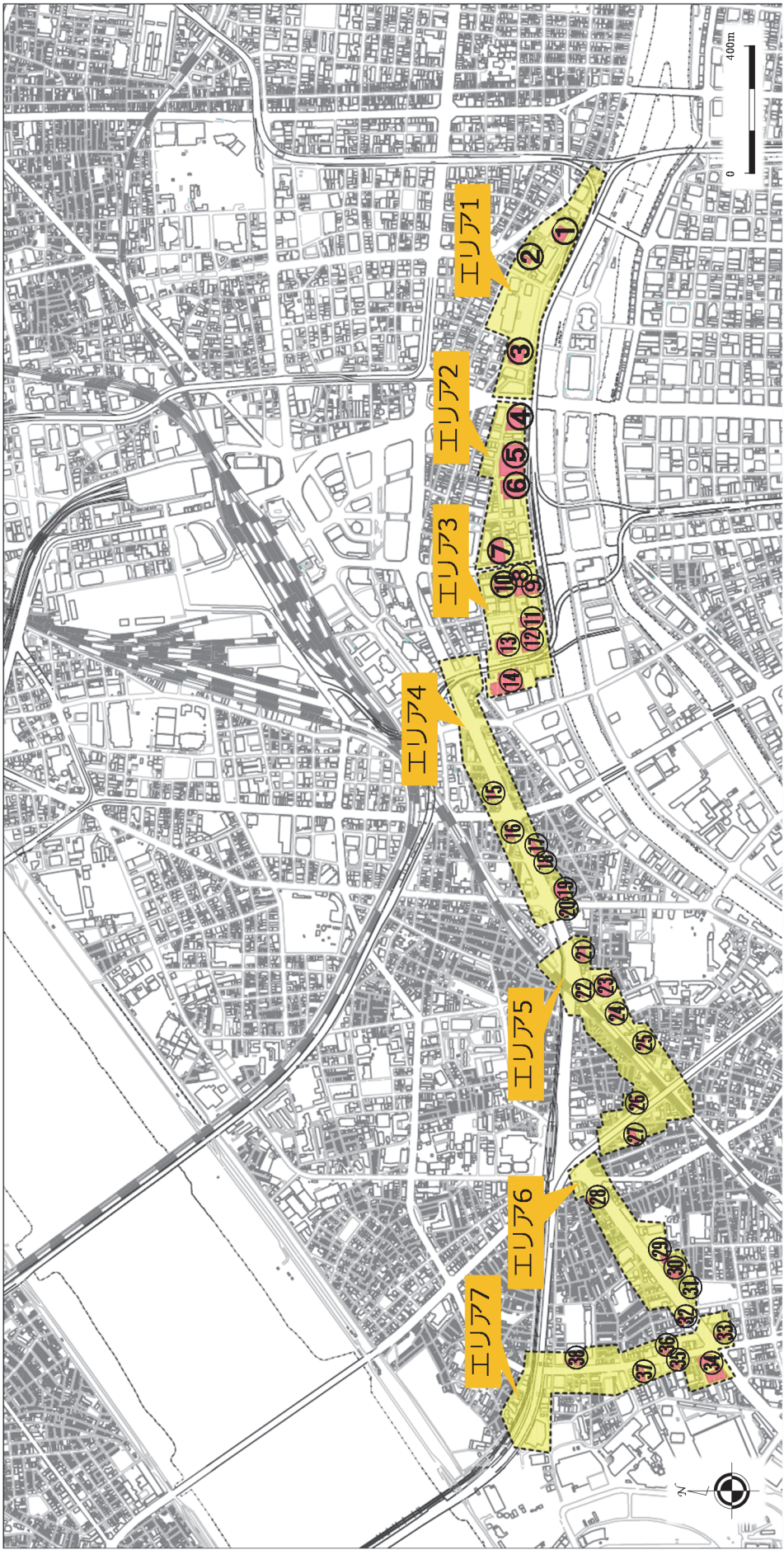


図 5-40 熱利用対象建物の番号およびエリア(対象建物数：38，エリア数：7)

III. 試算結果

検討結果を示す.

i. 一次エネルギー削減量

図 5-41 に下水熱利用システム導入対象建物毎の一次エネルギー削減量を示す.

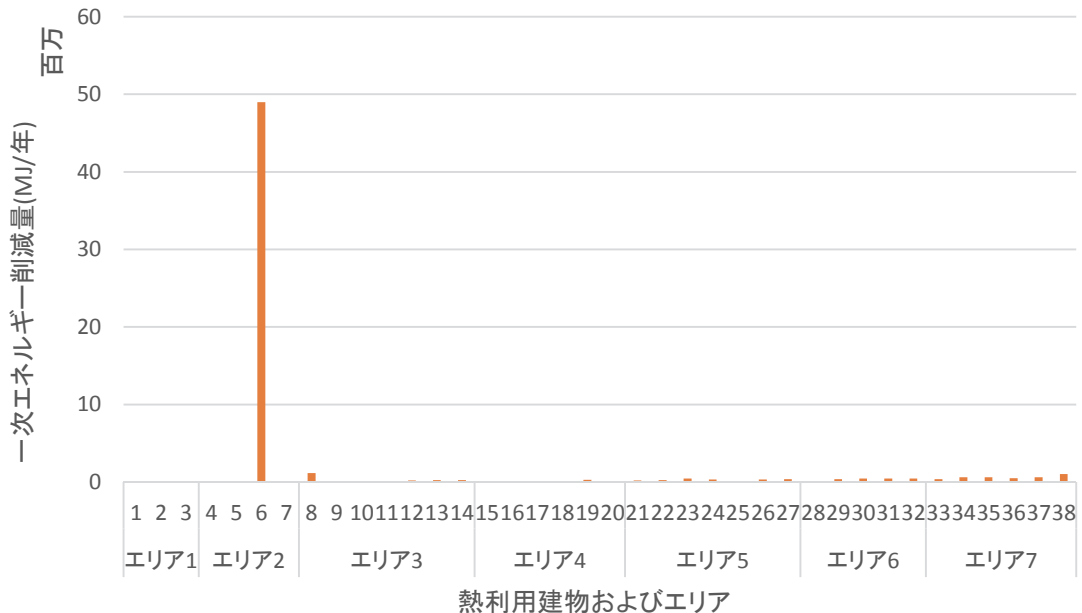


図 5-41 各建物の一次エネルギー削減量

図 5-41 より, エリア 2 に属する建物 6 において一次エネルギーを大幅に削減できることがわかる. これは, 建物 6 の延床面積が 85,338m² とその他の建物に比べて非常に大きな延床面積を持つこと, さらに宿泊施設の一次エネルギー削減原単位の値が大きいため, その他の建物に比べて一次エネルギー削減量が大きくなったと考えられる.

また, 下水熱利用システム導入後の対象建物すべての一次エネルギー削減量の積算値は, 従来システムに比べて年間で 59,916,743MJ 削減できる結果となった.

ii. 下水熱ポテンシャル

対象街区において下水熱利用が普及した場合の、下水熱ポテンシャル量の変化を試算する。

①下水熱ポテンシャルの試算

図 5-42 にシステム導入幹線の下水熱ポテンシャルの変動を示す。

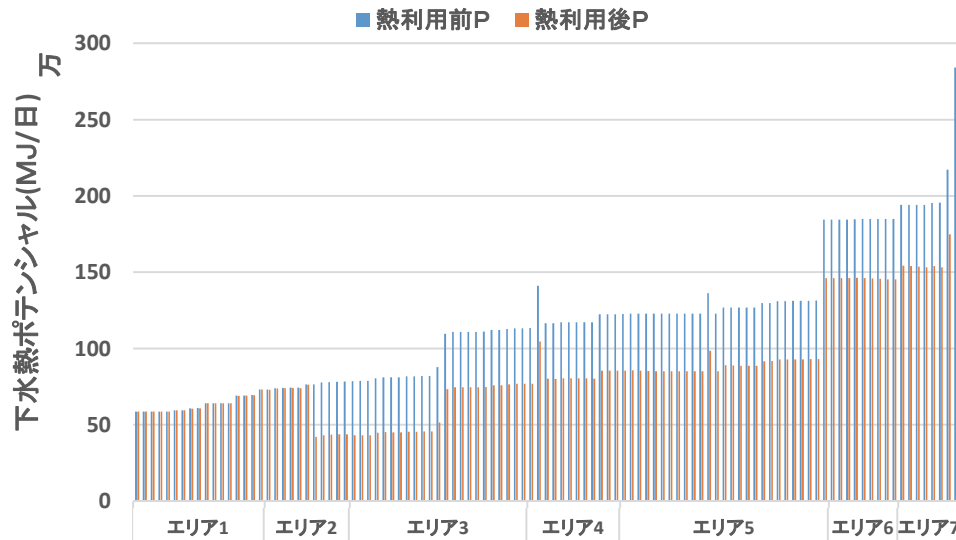


図 5-42 下水熱ポテンシャルの変動

図 5-42 より一次エネルギー削減量と同様、エリア 2 において大幅に下水熱ポテンシャルが低下していることがわかる。これは前述した建物 6 の影響である。これは一次エネルギー削減量原単位と同様に宿泊施設の採熱量原単位の値についてもその他の建物用途に比べて大きいため、エリア 2 の建物 6 において大幅にポテンシャルが低下した。

②試算結果の下水熱ポテンシャルマップへの反映

①で算出した下水熱ポテンシャルの結果を用いて、下水熱利用前および熱利用後のポテンシャルマップを作成した。図 5-43 に地図上に表示するポテンシャルの大きさの凡例を示す。なお、マップ上に表示するポテンシャルの単位は MJ/日である。

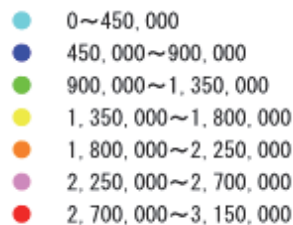


図 5-43 下水熱ポテンシャル凡例(単位 : MJ/日)

第5章 広域エリアにおける熱受給比率による 導入可能性に関する検討

図 5-44 に熱利用前の幹線全体の下水熱ポテンシャルマップを，図 5-45 に熱利用後の下水熱ポテンシャルマップを示す。

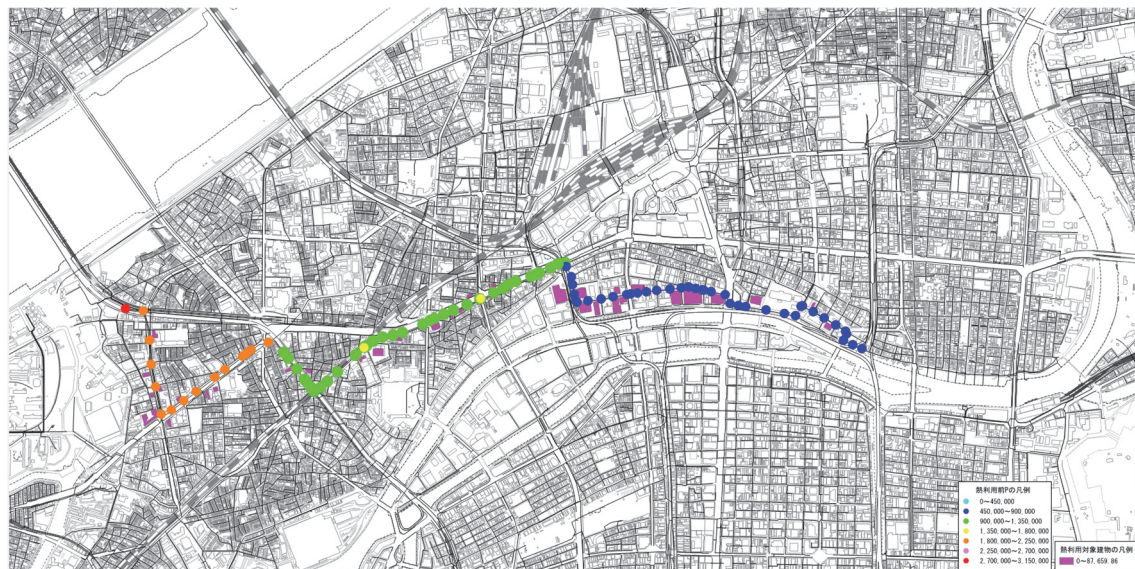


図 5-44 熱利用前の幹線全体の下水熱ポテンシャルマップ

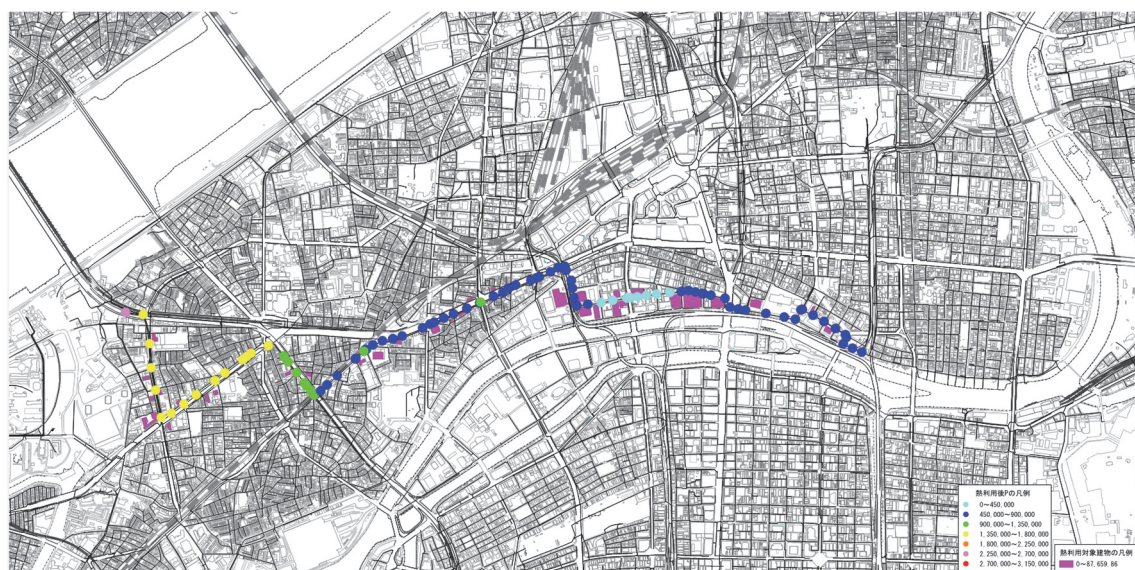


図 5-45 熱利用後の幹線全体の下水熱ポテンシャルマップ

図 5-44，図 5-45 より，熱利用を行う建物が密集している地域周辺からポテンシャルが低下している事がわかる。また，その地域では熱利用前は青色の 450,000~900,000MJ/年なのに対し，熱利用後は水色 0~450,000MJ/日である。これは，前述した通り大規模な宿泊施設で熱利用を行うことで急激にポテンシャルが低下するためである。

5.8 まとめ

本章では、都市部の広域的な範囲で導入可能性を検討する事例として、第3章で提案した手法を用いて大阪市全域にて下水流量を推定し、下水から採熱可能な温度差を5Kとした場合の下水熱ポテンシャルを求めた。

下水熱ポテンシャルと建物側の給湯熱需要量との関係を熱需給比率として整理し、熱需給マップを作成した。市内に立地する医療、宿泊、商業施設のうち500kW以上（住宅250世帯相当）の給湯熱需要を持つ大規模施設を対象に、下水熱によって需要を賄える施設を抽出したところ、21施設が存在することがわかった。これは、大阪市全域の給湯熱量の約3.8%に相当する。また、120kW以上（住宅60世帯相当）を対象とする場合は81施設（大阪市全域の給湯熱量の約6%）が該当するすることがわかった。また、熱供給事業法の適用を受けるために必要な熱量21GJ/hのうち、ベース部分として5GJ/hの下水熱ポテンシャルが存在する管路を大阪市の管路長にて抽出すると約250km存在することがわかった。

また、第4章で検討した、下水熱利用システムを導入した場合の、一次エネルギー削減量の原単位を活用し、大阪市内の一街区を対象に、下水熱利用施設が増えた場合の導入効果の検討を行った。結果として、建物延床面積で約77万m²を有数街区において、ガスボイラーを現状システムとした場合との比較で、約6万GJ/年の一次エネルギー削減効果が見られた。また、特に大規模なホテルなどでは一次エネルギー削減効果が大きくなる一方、その施設で採熱後は、下水熱ポテンシャル量が大きく低下する。このことから、下水熱利用システムが普及した場合には、公平性の観点から、採熱温度制限などの制約条件も必要となることがいえる。

【参考文献】

- [37] 「地域冷暖房技術手引書＜改訂新版＞」 社団法人日本地域冷暖房協会発行，2002 年 11 月改訂新版発行

第6章 総括

6.1 総括

低炭素社会を構築するための基本技術として、都市の未利用熱活用技術が期待されており、国の施策においても柱となる技術の一つとして取りあげられている。そこで、本論文では未利用熱の一つとして下水熱について、これまで検討されたことの無かった下水管路網から採熱する方法に着目して、省エネルギー効果と熱需給比率からみた導入可能性を検討した。下水処理場など都市内に点在するごく限られた拠点施設から熱利用を行う従来の方法と比べ、本論文で着目した下水管路網から熱利用を行う方法が実現できれば、熱利用可能なエリアが飛躍的に増大すると期待される。以降に、本論文で得られた知見をまとめる。

第1章では、国内外の動向から、日本における普及が進まない課題点を示した。また、既往研究による導入効果検討手法において、下水流量推定法における課題点を示した。

第2章では、大阪市の下水管路において12処理区のうち3処理区を対象に、このうち、測定地点数7地点では測定期間約1年に渡り下水流量と温度の実測を行い、その測定結果をまとめた。下水管路上での実測を長期間の間において行った事例はなく、下水管路上の下水特性を把握できた。結果として、月別日平均下水流量は、年間平均流量に対して約 $\pm 10\%$ の差であることがわかった。この結果を踏まえ、晴天日日平均下水流量の推定においては月毎の流量変動は考慮しない方針とした。

下水温度は、温浴施設近隣などの特異な地点を除いて、同一処理区内の処理場と下水管路上の下水温度は日平均レベルでは顕著な差はみられなかった。また、日平均下水温度を基準に、各時刻下水温度は、約 $-2\sim+1^{\circ}\text{C}$ 範囲内の温度差であった。

第3章では、下水流量の推定法として、建物延床面積分配法を提案した。この手法は、建物重心と直近のマンホールを接続し、下流端の下水処理場から上流端までの管路の流れ方向を集水域として設定する。

下水流量の推定は、下水処理場などの既知の日平均下水流量を、設定した集水域内の建物延床面積の比率で按分するものである。提案した推定手法について精度検証の結果、実測値に対する推定値の比率が大阪駅北ヤード再開発地区以外では0.7~1.1倍となった。また、既往研究の上水消費量原単位を単純に建物延床面積に積上げた手法では、実測値に対して推定値は0.6~11倍となり推定精度が低く、本論文で示した手法の優位性が確認できた。

また、下水温度推定手法は、大阪市における実測結果から各月の平均外気温と下水温度との近似式を示した。下水温度推定手法について、本論文で提案した近似式を他都市で適用した結果、実測下水温度と推定下水温度との温度差は、福岡市(2012年)で、約 $-2.5\sim 0.5^{\circ}\text{C}$ 、仙台市(2009年)で、約 $-4.8\sim 2.6^{\circ}\text{C}$ となり、精度が高く推定できていることが確認できた。

なお、降水時の下水温度低下が、給湯用ヒートポンプの成績係数(COP(-))への影響をもたらす平均下水温度からの温度差は、6.0K以上であることが、給湯システムシミュレーショ

第6章 総括

ンの結果からわかった。6.0K 以上の温度差が発生する時間を気象データから求めると、東京都において年間時間数に対して 0.6%未満と算出され、降水時の下水温度低下の発生時間は僅かであるので、後述の章では晴天日を対象に分析を行うこととした。

第4章では、給湯システムシミュレーションと実環境試験装置での運転結果を比較し、省エネルギー効果の指標として用いる成績係数は、シミュレーションと実測との間にほとんど差がないことを確認した。導入効果の検討事例として、住宅で約15世帯相当（30kWの加熱能力程度）を賄う下水熱利用システムについて、ガスボイラシステムと空冷式ヒートポンプシステムとの省エネ性と経済性について比較を行った。試算結果は、一次エネルギー消費量は、対ガスボイラで約28%、対空冷ヒートポンプで約21%の省エネ効果があることがわかった。また、エネルギーコストは、対ガスボイラで約48%、対空冷ヒートポンプで約11%の削減効果があることがわかった。さらに、イニシャルコストとランニングコストを試算し、単純回収年数を算出した。結果は、ガスボイラシステムと比べて9.6年、空冷ヒートポンプシステムと比べて26年であるという結果が得られた。民間事業者が導入を判断する一般的な単純回収年数は6~7年と言われており、試算結果からは30kWの加熱能力相当規模では、下水熱利用システムの適用は困難であるといえる。ただし、再生可能エネルギー導入に際して設備導入費用の1/2を補助する国の補助金精度があるので、これを活用すれば、ガスボイラシステムの場合、単純回収年数も4.8年となるため導入見込みがあることがわかった。また、建物規模が大きい場合には、スケールメリットが生じ単純回収年数が短縮されると推測される。

第5章では、都市部の広域的な範囲で導入可能性を検討する事例として、第3章で提案した手法を用いて大阪市全域にて下水流量を推定し、下水から採熱可能な温度差を5Kとした場合の下水熱ポテンシャルを求めた。下水熱ポテンシャルと建物側の給湯熱需要量との関係を熱需給比率として整理し、熱需給マップを作成した。市内に立地する医療、宿泊、商業施設のうち500kW以上（住宅250世帯相当）の給湯熱需要を持つ大規模施設を対象に、下水熱によって需要を賄える施設を抽出したところ、21施設が存在することがわかった。これは、大阪市全域の給湯熱量の約3.8%に相当する。また、120kW以上（住宅60世帯相当）を対象とする場合は81施設（大阪市全域の給湯熱量の約6%）が該当するすることがわかった。

本論文で得られた知見より、下水熱利用の普及が進むことで、低炭素化社会の貢献に大きく寄与することが期待される。

第 6 章 総括

あとがき

本論文の成果の一部は，独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)からの「次世代型ヒートポンプシステム研究開発／都市域における下水管路網を活用した下水熱利用・熱融通技術」及び環境省からの「平成 25 年度下水熱等未利用熱のポテンシャル調査委託業務」における委託業務の結果得られたものである．